ANNO XXVIII - VOL. LV - N. 1. RIVISTA MENSILE Roma, 15 gennaio 1939 (Anno XVII)

Abbonamento annuo: Pel Regno L. **72;** per l'Estero (U. P.) L. **120.** Un fascicolo separato rispettivamente L. **7,50** e L. **12,50**

Si distribuisce gratuitamente a tutti i soci del Collegio Nazionale degli Ingegneri Ferroviari Italiani

Quota annuale di associazione L. **36**

Abbonamento annuo di favore a L. 36 per gli impiegati non ingegneri, appartenenti alle Ferrovie dello Stato, all'Ufficio Speciale delle Ferrovie ed a Società ferroviarie private.

RIVISTA TECNICA
DELLE
FERROVIE ITALIANE

PUBBLICATA A CURA DEL

Collegio Nazionale degli Ingegneri Ferroviari Italiani

COL CONCORSO DELL'AMMINISTRAZIONE DELLE

FERROVIE DELLO STATO

REDAZIONE ED AMMINISTRAZIONE
PRESSO IL "COLLEGIO NAZIONALE DEGLI INGEGNERI FERROVIARI ITALIANI"
ROMA - Via delle Terme di Diocleziano, 90 - Telefono 44-303

SOMMARIO

RIVISTA TECNICA
DELLE
FERROVIE ITALIANE

PUBBLICATA A CURA DEL

Collegio Nazionale degli Ingegneri Ferroviari Italiani

COL CONCORSO DELL'AMMINISTRAZIONE DELLE

FERROVIE DELLO STATO

Comitato di Redazione

REDAZIONE ED AMMINISTRAZIONE
PRESSO IL "COLLEGIO NAZIONALE DEGLI INGEGNERI FERROVIARI ITALIANI"
ROMA – Via delle Terme di Diocleziano, 90 – Telefono 44-303

Anno XXVIII - Vol. LV

Primo Semestre 1939 (XVII)

ROMA
STAB. TIPOGRAFICO DITTA ARMANI DI M. COURRIER
Via Cesare Fracassini, 60

1939

PRIMO SEMESTRE 1939 (XVII)

I. - QUADRO ANALITICO

65. Commercio, comunicazioni e trasporti.

656. Trasporti. Poste.

66. Chimica industriale.

662. Industrie pirotecniche ed industrie del riscaldamento.

666. Vetreria, ceramica, pietre artificiali e cementi.

669. Metallurgia.

II. - REPERTORIO ALFABETICO DEGLI ARTICOLI FIRMATI

ORDINATO SECONDO I NOMI DEGLI AUTORI

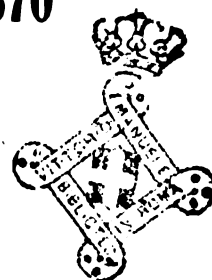
Anno XXVIII - Vol. LV **15 Gennaio 1939 - Anno XVII - N. 1**

RIVISTA TECNICA
DELLE
FERROVIE ITALIANE

Gli articoli che pervengono ufficialmente alla "Rivista„ da parte delle Amministrazioni ferroviarie aderenti ne portano l'esplicita indicazione insieme col nome del funzionario incaricato della redazione dell'articolo.

Confronto sperimentale tra due locomotive tipo 670 di cui una trasformata secondo il sistema "Franco„

Dott. Ing. BAJOCCHI U., della R. Università di Roma
Dott. Ing. DIEGOLI M., delle Ferrovie dello Stato
Dott. Ing GAMBA M., della R Università di Torino
On. Dott. Ing. MAFFEZZOLI A., della R. Università di Napoli

(*Vedi Tavv. da I a VII fuori testo*)

Riassunto. — Gli studi per locomotive del sistema Franco — iniziati prima della grande guerra, compiuti dopo — hanno avuto in Belgio, tra il 1928 ed il 1932, una prima realizzazione ed una prima verifica sperimentale. Ne è derivata la dimostrazione generica della fondatezza e delle vaste possibilità del sistema.

Gli studi sono stati proseguiti ed affinati in Italia tra il 1932 ed il 1935, su direttive alquanto diverse dalle originarie; ed hanno indotto le F. S. alla trasformazione di una locomotiva tipo 670.

Nel 1937 questa macchina è stata sottoposta ad una serie estesa e minuziosa di esperienze in linea, sia isolatamente che in confronto con un'altra locomotiva tipo 670 non trasformata, sia in assetto sperimentale che in esercizio corrente.

Nella relazione che segue si accenna ai mezzi ed ai procedimenti sperimentali impiegati e si illustrano i risultati conseguiti. Questi — ridotti alla parte essenziale — possono essere riassunti come segue:

a) il rendimento termico netto — che nella caldaia normale senza preriscaldatore è di circa il 70 % — è risultato per la caldaia della locomotiva trasformata di circa l'80 %.

b) la locomotiva trasformata ha realizzato, rispetto a quella normale senza preriscaldatore, una economia di combustibile per cavallo-ora reso al gancio oscillante intorno al 15 %.

PARTE I.

I precedenti del sistema "Franco„

1. — I PRIMI STUDI.

Gli studi per locomotive del sistema « Franco » rimontano all'immediato anteguerra; per altro notizie precise in proposito si sono avute solo nel 1925.

Le finalità e le caratteristiche fondamentali del nuovo sistema erano:

a) sfruttamento molto spinto dei gas di combustione per raggiungere rendimenti analoghi a quelli degli impianti fissi più perfezionati;

b) suddivisione dell'apparato vaporizzatore in parti atte a realizzare il concetto precedente, nonchè una giusta distribuzione dei pesi sugli assi;

c) possibilità di realizzazione anche di locomotive di potenza molto elevata ma compatibili con gli armamenti normali, quindi con notevole numero di assi, con meccanismi multipli ma uguali, sì da favorirne la costruzione in serie e la manutenzione.

2. — La realizzazione belga.

Nel 1928 la Società Anonima, che frattanto si era costituita, riesciva ad interessare un gruppo di costruttori belgi che intraprendeva — presso il reparto locomotive di Tubize della S. A. Les Ateliers Métallurgiques Nivelles — la costruzione di un primo esemplare di locomotiva Franco in base ai brevetti ottenuti negli anni 1925-1927.

Fig. 1. — Locomotiva « Franco » a tre unità costruita e sperimentata nel Belgio

Si trattava di una locomotiva articolata, costituita da tre unità motrici, complessivamente con quattro meccanismi motori, due dei quali relativi all'unità principale costituente la parte mediana dell'aggregato e gli altri due applicati ciascuno ad una delle due unità estreme. Tale locomotiva (fig. 1) doveva risultare molto potente (circa 3000 HP), capace di utilizzare completamente la resistenza del gancio di trazione ed atta a percorrere linee molto accidentate, con curve di piccolo raggio ed armamento piuttosto leggero.

Per quanto detta locomotiva non sia oggetto della presente relazione, si ritiene tuttavia opportuno farne una breve descrizione che darà una chiara idea dei precedenti della realizzazione attuale e dell'evoluzione che ad essa ha addotto (1).

Il suo peso in ordine di marcia era di Tonn. 250 circa distribuite per circa due terzi su 10 assi motori e per il resto su 5 assi portanti. Delle tre unità articolate (*A*, *B* e *C*) simmetricamente disposte (Tav. I, parte superiore), quella centrale portava il generatore di vapore costituito da due caldaie con i corpi cilindrici opposti e dai forni affiancati e separati da una lama d'acqua.

Le unità motrici estreme (*A-C*) portavano ciascuna un preriscaldatore d'acqua costituito di un corpo cilindrico contenente in sedi separate due fasci di tubi, uno dei quali, formato di elementi di piccolo diametro e collocato nella zona bassa, serviva al ricupero di calore del vapore di scarico, mentre l'altro con tubi di maggior diametro veniva percorso dai gas di combustione diretti al camino. Detti preriscaldatori funzionavano in serie, alla stessa pressione del generatore di vapore, essendo con esso comunicanti a mezzo di tubazioni articolate; e l'acqua di alimentazione, spinta da pompe, poteva pertanto essere preriscaldata fino ad una temperatura prossima a quella di vaporizzazione.

I surriscaldatori, del normale tipo Schmidt, erano montati nella camera a fumo di ciascuna delle caldaie principali, ognuna delle quali era collegata al corrispondente preriscaldatore a gas da un tubo a grande diametro con estremità munite di speciali giunti snodati.

Delle principali altre comunicazioni necessarie, quelle per l'acqua erano ottenute mediante tubazioni articolate a tre giunti sferici e quelle per l'adduzione del vapore surriscaldato ai motori delle unità estreme a mezzo di condotti pure articolati comprendenti un fodero telescopico interposto fra i due giunti sferici.

Il caricamento del combustibile nei focolari era fatto attraverso le porte, a ciascuna delle quali era addetto un fochista.

Le scorte di acqua erano contenute in serbatoi inviluppanti i preriscaldatori; quelle di carbone erano disposte in casse fiancheggianti i corpi cilindrici delle caldaie.

Questa locomotiva, che può sembrare abbastanza semplice dalla descrizione, non lo era nella realtà e sopratutto comprendeva un complesso di organi delicati, di tipo nuovo o comunque con scarsi precedenti nel campo della trazione ferroviaria.

Nel 1932 vennero eseguite prove nel Belgio, sulla linea del Lussemburgo, della Société Nationale des Chemins de fer Belges; sembra che i risultati raggiunti siano stati interessanti, almeno in ordine di massima: infatti nell'anno successivo le prove vennero riprese, previa modificazione di taluni dei collegamenti sopra citati.

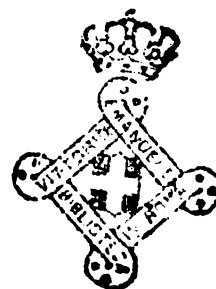
Per ragioni che esulano in gran parte dall'essenza del sistema, tali prove non furono per altro spinte a fondo, sì che non dettero luogo ufficialmente sia a dati di economia sui consumi, sia a precise osservazioni sul funzionamento degli organi nuovi; ma lasciarono soltanto l'impressione che il sistema Franco avesse insite caratteristiche atte a condurre, con applicazioni razionali, ad un reale aumento del rendimento termico.

Comunque tali prove permisero di stabilire che:

— la locomotiva sperimentata aveva potenza troppo elevata anche per i più pesanti servizi della Rete Belga;

— l'alimentazione a mano del focolare riesciva non del tutto soddisfacente; nè a ciò era facile porre un efficace rimedio senza ricorrere al caricamento automatico del carbone od alla utilizzazione di combustibili liquidi;

— i vantaggi afferenti alla elevata potenza sarebbero stati in gran parte raggiungibili anche con locomotive costituite di due sole unità, comprendenti quindi un minor numero di collegamenti snodati;

— non vi era ragione perchè i vantaggi termici conseguiti non fossero conservati e forse migliorati adottando una caldaia unica, con un solo focolare, un solo preriscaldatore a gas di combustione ed uno a vapore di scarico.

In sostanza la locomotiva costruita nel Belgio presentava caratteristiche termiche interessanti; ma la potenza eccessiva rispetto ai bisogni del momento e la grande complessità generale, gravante assai sulle spese di manutenzione, sconsigliarono non solo dal costruire altre unità analoghe, ma anche dal tenere in servizio quella già esistente.

3. — La realizzazione italiana.

La Società Anonima Locomotive a Vapore Franco ha pertanto continuato gli studi orientandosi verso soluzioni più semplici, sia nel campo delle nuove costruzioni, sia in quello della trasformazione di tipi già in servizio.

Ha così studiato un progetto di trasformazione del tipo 670 delle F. S. e lo ha presentato al Consiglio Nazionale delle Ricerche. Questo lo ha ritenuto meritevole di considerazione ed ha invitato l'amministrazione delle F. S. a mettere a disposizione — per la trasformazione — una locomotiva del gruppo suindicato ed a consentire l'effettuazione su di essa di una serie completa di determinazioni e di prove.

La proposta e la richiesta — accolte da S. E. l'Ing. Prof. Umberto Puppini, Ministro delle Comunicazioni dell'epoca, e dall'Ing. Cav. di Gr. Cr. Luigi Velani, Direttore Generale delle Ferrovie, con uno spirito di comprensione e di larghezza non comune nelle grandi amministrazioni ferroviarie e perciò più che mai degno di ammirazione — sono state senz'altro tradotte in atto. E l'Amministrazione delle F. S. si è assunto in gran parte l'onere della trasformazione e — di concerto e con la collaborazione del Consiglio Nazionale delle Ricerche — ha provveduto, mediante l'ottima attrezzatura sperimentale di cui dispone, alla esecuzione di una serie completa di prove dinamometriche in assetto sperimentale ed in assetto di esercizio corrente.

PARTE II.

La realizzazione italiana del 1937

4. — Descrizione sommaria.

Per l'applicazione del nuovo sistema su una locomotiva italiana già esistente è stata data la preferenza ad una unità del gr. 670 (fig. 2) già in servizio da molti anni, ma presentante la condizione insolita e vantaggiosa, agli effetti della trasformazione, di avere la cabina collocata anteriormente.

Si vedrà per altro in seguito che tale scelta, opportuna nei riguardi delle facilitazioni immediate, si è dimostrata in effetto infelice sotto altri aspetti, cioè per l'inettitudine dell'apparato motore a smaltire un sensibile aumento di potenza della caldaia.

La realizzazione italiana (figg. 3-7), pur fondandosi sullo stesso sistema termico di quella belga già descritta, ne differisce tuttavia notevolmente e sopra tutto appare molto più semplice. (Vedasi la sezione nella parte inferiore della tavola I).

Il vaporizzatore (1) (vedasi la sezione suddetta) è costituito da una comune caldaia da locomotiva risultata dalla trasformazione della caldaia preesistente mediante sostituzione del fascio tubolare d'origine con altro a minor numero di tubi e con surriscaldatori a diametro maggiore.

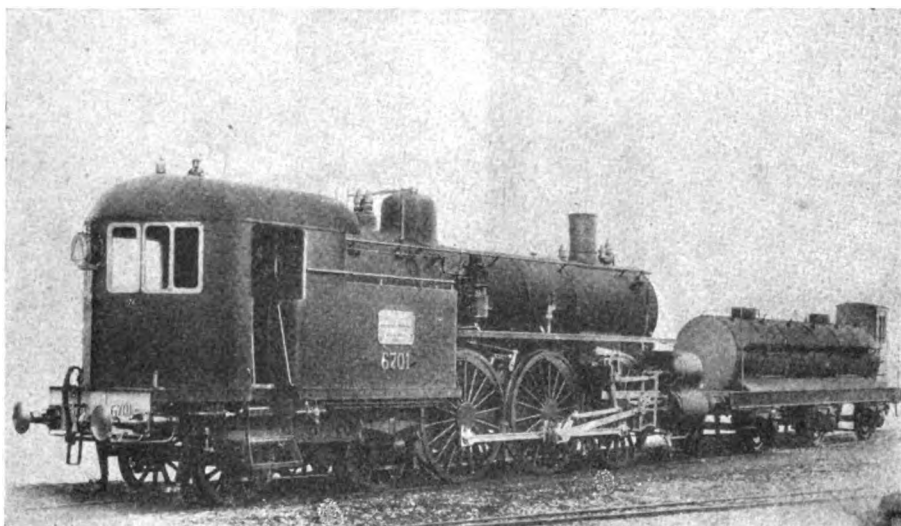



FIG. 2. — Una locomotiva gruppo 670 F. S

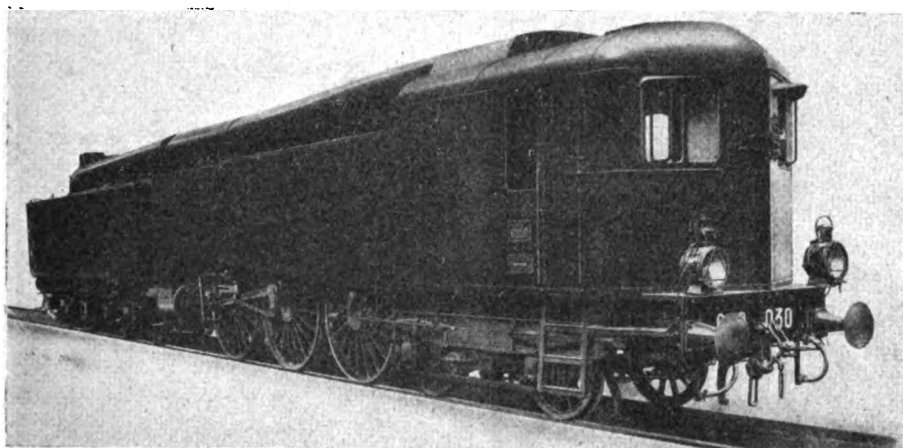



FIG. 3. — Locomotiva gruppo 670 F. S. trasformata secondo il sistema Franco

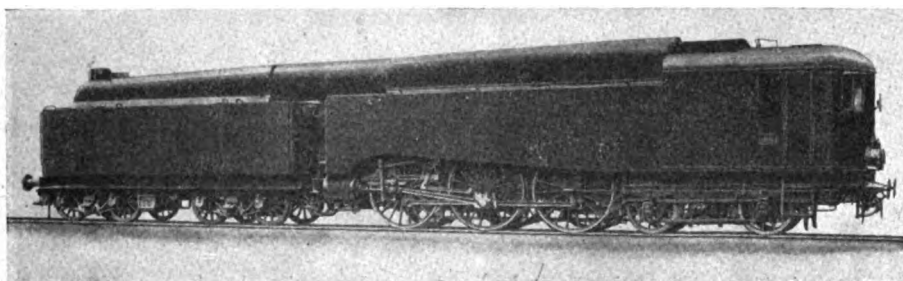



FIG. 4. — Locomotiva gruppo 670 F. S. trasformata secondo il sistema Franco

Il preriscaldatore a vapore (2) e quello a gas di combustione (3), insieme al dispositivo di scappamento (4) ed alle casse d'acqua per la alimentazione della caldaia, sono collocati sopra un carro da tender a carrelli che ha sostituito quello di origine a tre assi.

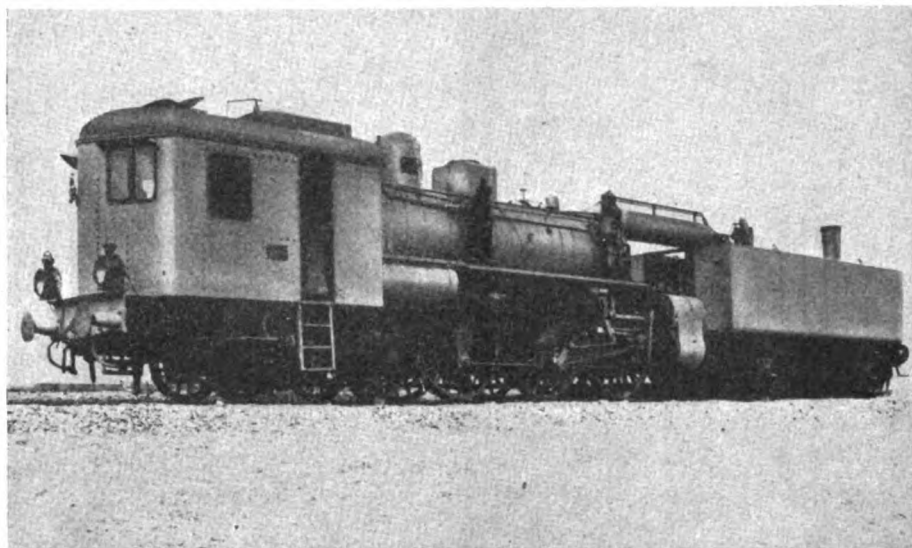



FIG. 5. — La locomotiva 670 F. S. trasformata, senza le coperture

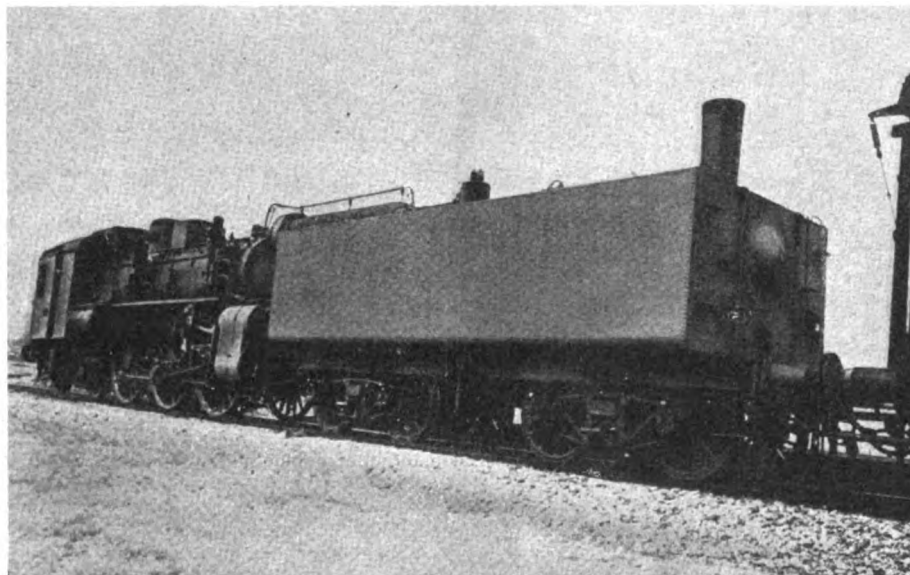



FIG. 6. — La locomotiva 670 F. S. trasformata, senza le coperture

Il preriscaldatore a vapore è collegato direttamente con quello a gas del quale rappresenta una appendice ed è costituito da tubi verticali percorsi dall'acqua ed inviluppati dal vapore.

Le comunicazioni tra la caldaia principale ed i preriscaldatori sono ottenute mediante condotti e tubi snodati, chiaramente indicati nella tavola citata, cioè con organi analoghi a quelli usati nella locomotiva belga, ma perfezionati nei dettagli in base all'esperienza acquisita nella precedente realizzazione.

Il funzionamento è il seguente:

— i gas di combustione attraversano i tubi della caldaia (1) che comprende il surriscaldatore, giungono alla camera a fumo (*A*) donde, per mezzo del condotto arti-

colato B e della camera C, passano al preriscaldatore (3), ne percorrono i tubi e vengono espulsi dal camino;

— l'acqua di alimentazione dalle casse del tender a mezzo dei tubi flessibili E giunge alla pompa Knorr donde passa nei tubi a snodi sferici F, nel preriscaldatore a vapore (2), nel preriscaldatore a gas (3), nel duomo G, nel tubo snodato H per giungere finalmente in caldaia attraverso la valvola di ritenuta I. La caldaia è munita anche di un iniettore normale; inoltre ha un altro collegamento con il duomo del

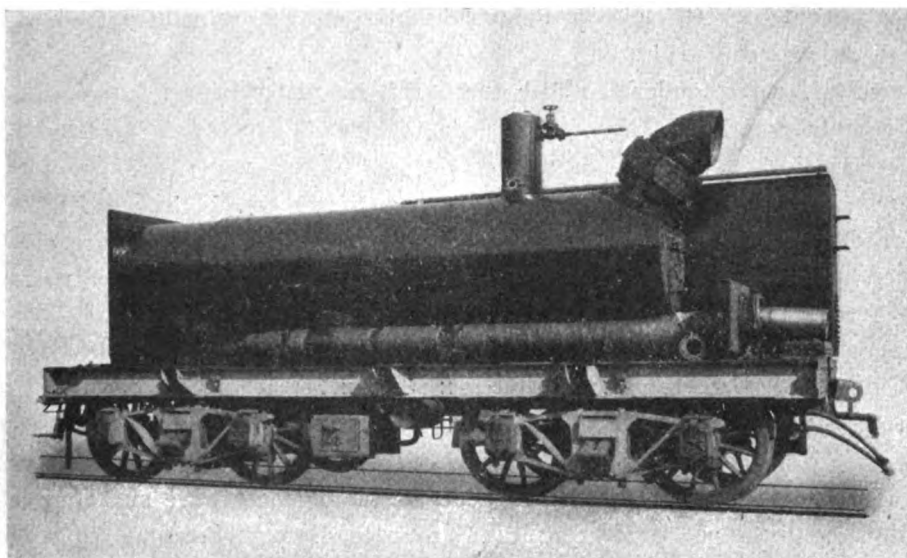



FIG. 7. — Il preriscaldatore a gas della locomotiva gruppo 670 F. S. trasformata. Manca una delle casse d'acqua

preriscaldatore a gas rappresentato dal tubo flessibile L avente lo scopo di scaricare il vapore che accidentalmente venisse prodotto nel preriscaldatore stesso;

— il vapore, dopo aver lavorato nel motore, a doppia espansione, percorre il tubo snodato M e giunge allo scappamento ove, come di consueto, è utilizzato per produrre il tiraggio.

Le due casse d'acqua, comunicanti, di forma parallelepipeda, sono disposte ai lati del preriscaldatore, per tutta la lunghezza del carro.

La riserva del carbone, invariata, è rimasta a fianco del forno.

Nessuna variazione è stata apportata ai meccanismi.

5. — Scopi e sviluppi degli esperimenti.

La locomotiva trasformata secondo il sistema Franco ha le caratteristiche dei tipi per treni viaggiatori; essa aveva il numero 670.030; dopo la trasformazione ha assunto il numero 672.001.

Allo scopo di far rientrare i risultati sperimentali nel più vasto quadro dell'esercizio effettivo, gli esperimenti sono stati dapprima effettuati a regime di velocità e di potenza con locomotiva-freno, indi integrati con un ciclo di prove con treni tipo accelerato.

Nel primo caso — con marcia regolare, poche fermate e potenza elevata — è stato possibile il rilievo di numerosi elementi stabilizzati, sulla base dei quali le osservazioni e le conclusioni nei riguardi termici e termodinamici assumono valore probatorio e dànno chiara l'idea delle caratteristiche effettive del nuovo sistema.

Riferite all'esercizio normale, tali prove dànno per la locomotiva una utilizzazione paragonabile a quella con un treno direttissimo pesante, cioè con scarse fermate e carico al limite della prestazione: caso dunque generalmente favorevole.

In contrapposto, nell'altra serie di prove, stanno i treni accelerati, comportanti uno spezzettamento esteso del funzionamento attivo della locomotiva, potenze molto variabili di valore medio ridotto.

Dai risultati corrispondenti a tali due limiti di utilizzazione, possono emergere con chiarezza la posizione e le possibilità del sistema Franco nel quadro della economia di esercizio.

Tutte le prove sono state svolte mediante confronto tra la locomotiva in esame ed un'altra di tipo analogo, ma normale, cioè non modificata, avendo cura che le condizioni nelle varie corse, sia come andamento del treno, sia come situazione ambiente, fossero comparabili al massimo grado possibile.

La locomotiva normale messa a confronto era la 671.026 per la quale, come per la Franco, sono indicate nel prospetto A le caratteristiche principali.

Le prove a regime sono state effettuate secondo due tipi di orario, cioè con velocità base di 70 Km/ora in un caso e di 80 nell'altro, per accertare i riflessi della variazione di velocità sul comportamento generale della macchina e su taluni elementi di dettaglio. La linea per esse prescelta è stata la Bologna-Ancona, di andamento pianeggiante e della lunghezza di 204 Km., cioè tale da comportare consumi globali sufficientemente elevati da rendere trascurabili percentualmente gli eventuali piccoli errori nella valutazione delle quantità di acqua e di combustibile impiegate.

Le prove con treni accelerati sono state invece effettuate sulla linea Bologna-Piacenza. L'intero percorso ha la lunghezza reale di Km. 147 e le lunghezze virtuali seguenti: Km. 149 nel senso Bologna-Piacenza e Km. 146 nel senso opposto.

Il numero delle corse sperimentali supera di poco la trentina. Di esse per altro sono state prese in considerazione e sottoposte ad esame solo quelle riuscite in modo sotto ogni punto di vista impeccabile; cioè sono state omesse quelle che — per una ragione o per l'altra — non si sono svolte nel modo migliore ai fini delle ricerche da compiere. Sono state così omesse — ad esempio — la corsa a regime del 5 maggio da Ancona a Bologna, quella parimenti a regime del 29 luglio da Bologna ad Ancona (quest'ultima per una non breve fermata, imposta da ragioni di esercizio, a S. Arcangelo di Romagna) e quella con treno accelerato del 14 settembre da Piacenza a Bologna.

In tal modo le corse prese in considerazione e sottoposte ad esame si sono ridotte complessivamente a 25 di cui 17 a regime ed 8 con treni accelerati.

6. — Metodi ed istrumenti di misura impiegati.

Il complesso di apparecchi strettamente connessi al dinamometro ha permesso di registrare senz'altro: sforzo, lavoro e potenza al gancio del tender; inoltre sulla zona stessa risultano i valori dello spazio, del tempo e della velocità.

Le misure dell'acqua in tender sono state effettuate in doppio modo, cioè sia mediante letture in tubi di livello applicati sugli spigoli verticali diagonalmente opposti del tender stesso, sia con una stecca metrica direttamente immersa nell'acqua, in due punti simmetrici, sì da correggere eventuali deficienze di orizzontalità.

La capacità della cassa del tender è stata determinata sia in base alla forma geometrica, sia con misura diretta di centimetro in centimetro in modo da ricavare una curva di taratura di notevole esattezza.

Le variazioni della quantità di acqua in caldaia sono state determinate in base ad una tabella di taratura in funzione dell'altezza nel tubo di livello e della pressione.

Il combustibile è stato accuratamente pesato prima del carico; la stessa cosa ha avuto luogo per il residuo dopo la prova. Per il carbone nel forno si è fatto in modo che la quantità ivi esistente a fine corsa, tenuto conto delle scorie sulla griglia e del parziale sfruttamento, fosse comparabile con quella all'inizio. A tale scopo questa valutazione, nonchè le corrispondenti misure dell'acqua, sono state effettuate circa 20′ prima della partenza, quando cioè lo strato di combustibile poteva avere ancora spessore molto ridotto: condizione questa favorevole all'esattezza della valutazione.

Gli elementi sperimentali suddetti, integrati con i valori della temperatura di surriscaldamento del vapore, costituiscono la base per il confronto sostanziale; ma, per meglio analizzare cause e conseguenze, sono state fatte sistematicamente molte altre determinazioni, e cioè le seguenti (vedasi la parte inferiore della tav. I):

Temperature:

Con termometri registratori a distanza ed a resistenza elettrica, tipo Siemens:

del vapore surriscaldato (tubo introduzione punto *a*);
dell'acqua uscita preriscaldatore a gas (nel duomo punto *b*);
dell'acqua uscita preriscaldatore a vapore di scarico (punto *c*);
dell'acqua tubo premente iniettore (punto *d*).

Con pirometri potenziometrici indicatori a ferro-costantana, tipo Leeds e Northrupp:

del gas di combustione nella camera a fumo lato camino (punto *e*);
del gas di combustione nella camera a fumo lato caldaia (punto *f*).

Con termometri semplici:

dell'acqua nel tender;
dell'aria ambiente.

Pressioni:

Con manometri Siemens, registratori a distanza:

del vapore saturo in caldaia;
del vapore surriscaldato (tubo introduzione punto *g*).

Con manometro indicatore a mercurio:

del vapore di scarico (colonna di scappamento punto *h*).

Depressioni:

Con vacuometri indicatori ad acqua:

nella camera a fumo lato camino (punto *i*);

» » » » » caldaia (punto *l*);

» » » » centrale (punto *m*).

Analisi gas di combustione:

Con analizzatori elettrici Siemens, registratori a distanza (2):

del tenore di CO_2 } nelle camere a fumo lato camino e lato caldaia
» » » $CO + H_2$ }

Regime di alimentazione della caldaia:

Contatore a mercurio, registratore a distanza:

del numero delle corse della pompa Knorr in funzione del tempo e dello spazio.

Circa gli apparecchi Siemens per funzionamento a distanza è da tenere presente che essi si valgono di un sistema di registrazione il quale — trasformando lo spostamento angolare della lancetta del galvanometro in uno spostamento rettilineo sulla zona, secondo la corda dell'arco corrispondente all'indicazione massima — richiede per la lettura l'uso di una scala particolare, a progressione variabile.

Per rendere per altro possibile la determinazione dei valori medi mediante la planimetrazione dei diagrammi, le curve dei registratori di cui sopra sono state nuovamente tracciate, sempre in funzione del tempo, secondo una scala opportuna a variazione lineare.

Circa i termometri, per tener conto dell'isteresi dei bulbi, l'inizio del campo di integrazione relativo ad ogni periodo di funzionamento attivo della locomotiva è stato portato a 150″ dopo l'istante di apertura del regolatore; invece la fine del detto campo è stata portata in coincidenza con la chiusura del regolatore stesso.

Ogni corsa di prova ha dato così luogo ad una numerosa serie di curve che sono state raccolte in un grafico per ogni prova e planimetrate.

7. — Considerazioni generali.

Dalle prove sono state dedotte due categorie di risultati, e cioè:

a) i rendimenti termici delle due caldaie messe a confronto;

b) i consumi di combustibile per cavallo-ora reso al gancio delle due macchine messe a confronto.

Tali consumi riassumono tutti gli elementi funzionali delle due locomotive e definiscono nettamente il valore pratico della trasformazione.

Le determinazioni di rendimento si riferiscono al rendimento *R* che nella tecnica del controllo della combustione viene detto « effettivo »: cioè il rendimento calcolato prescindendo sia dal carbonio rimasto incombusto nelle scorie sia dall'apporto di calore dovuto all'aria di combustione.

È dunque:

$$R = \frac{Q_u}{Q_d} = 1 - \frac{Q_p}{Q_d}$$

essendo:

Q_d il calore totale disponibile;

Q_u il calore utilizzato;

Q_p il calore perduto (3).

Ai fini della determinazione del calore utilizzato, occorre tenere presente che la locomotiva Franco è munita anche di preriscaldatore a vapore di scarico, del tipo a superficie, mentre quella normale si vale soltanto di iniettori semplici.

Ne segue che nel caso della locomotiva 671.026 la temperatura dell'acqua di alimentazione da introdurre nei calcoli dei rendimenti termici della caldaia è quella del tender, mentre per la Franco è quella media di uscita dal preriscaldatore a vapore di scarico, in quanto che quest'ultimo utilizza energia termica proveniente dal motore, cioè dall'esterno rispetto alla caldaia.

Inoltre:

1) la pompa di alimentazione della locomotiva 672.001 funziona con vapore saturo che, dato il metodo di misura, viene computato nel quantitativo totale che si considera come utilizzato dal motore e cioè surriscaldato, mentre in effetto sfugge al surriscaldamento. Occorre quindi — per l'esattezza dei calcoli — detrarre dal contenuto termico del vapore surriscaldato prodotto dalla locomotiva suddetta la differenza tra il contenuto termico del peso di vapore utilizzato dalla pompa e supposto surriscaldato e il contenuto termico dello stesso peso di vapore considerato allo stato saturo. Tale peso di vapore è dell'ordine del $4,5 \div 5\%$ del consumo totale della locomotiva ed il suo titolo è da ritenersi dell'ordine di 0,95 (4). Pertanto nel caso in esame — essendo la pressione media assoluta di caldaia pari a 14 Kg. a cmq. e quindi il contenuto termico del vapore saturo secco pari a 667 calorie — il numero D di calorie da detrarre dal contenuto termico del vapore surriscaldato prodotto dalla locomotiva in discorso sarà dato all'incirca da:

$$D = \frac{1}{20} \text{ (calorie vap. surrisc. — calor. vap. saturo al titolo di 0,95):}$$

$$= \frac{1}{20} \text{ (cal. vap. surr. — 643,5),}$$

per ogni Kg. di vapore prodotto nel caso di sistema Franco;

2) gli iniettori normali utilizzano il vapore saturo della caldaia in ciclo chiuso, sì che detto vapore non figura nelle misure di consumo; tuttavia una certa perdita di calore interviene e, ai fini della esattezza dei bilanci termici, si può tener conto di essa sulla base di un rendimento termico dell'iniettore del 95 %.

Le condizioni di utilizzazione del vapore in un apparecchio di tale genere possono riassumersi nel modo seguente.

Si indichi con:

P_v il peso di vapore necessario per inviare in caldaia un Kg. di acqua del tender;

C_v il calore contenuto in un Kg. di vapore vivo;

p_v la pressione assoluta in caldaia;

p_t la pressione atmosferica;

t la temperatura dell'acqua nel tender;

t_1 la temperatura dell'acqua nel tubo premente;

d_1 il peso specifico dell'acqua alla temperatura t_1.

Nel tubo premente ogni Kg. d'acqua proveniente dal tender dà luogo ad $1 + P_v$ Kg. di miscuglio d'acqua e vapore.

La quantità di calore contenuta in tale peso di miscuglio, aumentata dell'equivalente termico del lavoro necessario a vincere la prevalenza dalla pressione ambiente a quella di caldaia, dovrebbe essere eguale, se l'iniettore fosse una macchina a funzionamento perfettamente adiabatico, alla somma del calore contenuto in ogni Kg. dell'acqua del tender con quello contenuto nel peso P_v di vapore vivo impiegato. Dovrebbe cioè sussistere — con approssimazione sufficiente per le finalità di questa ricerca — la seguente uguaglianza:

$$C_v P_v + t = (P_v + 1)\, t_1 + \frac{1}{425} \quad \frac{p_v - p_t}{d_1}$$

ossia:

$$P_v (C_v - t_1) = t_1 - t + \frac{1}{425} \quad \frac{p_v - p_t}{d_1}.$$

Gli iniettori della 671.026, per comodità di condotta della caldaia, erano regolati per portata di acqua relativamente scarsa, sì che la temperatura dell'acqua stessa nel tubo premente risultava piuttosto elevata, cioè di circa 85°.

Erano pertanto.

$t_1 = 85°$ $\qquad t = 19°$ $\qquad d_1 = 0{,}9686$

$C_v = 643{,}5$ (considerando il vapore saturo alla pressione ass. di 14 Kg/cmq. con titolo di 0,95).

$p_t = 1$ $\qquad p_v = 14$ Kg/cmq.

Per altro, essendosi nel caso in esame assunto per l'iniettore un rendimento termico del 95 %, per ogni Kg. di vapore vivo sono da considerarsi utilizzate solo:

$$643{,}5 \times 0{,}95 = 611 \text{ calorie}$$

quindi l'equazione sopra indicata assume in effetto la forma seguente:

$$P_v (611 - 85) = 85 - 19 + \frac{1}{425} \quad \frac{14 - 1}{0{,}97} \quad 10$$

da cui:

$$P_v = \frac{66{,}318}{526} = 0{,}126.$$

Per ogni Kg. di vapore che va all'iniettore entrano dunque in caldaia:

$$\frac{1}{0{,}126} = \text{circa Kg. 8 di acqua del tender.}$$

Quindi la perdita termica dovuta al funzionamento dell'iniettore è di:

$$\frac{643{,}5 \times 0{,}05}{8} = \text{circa 4 calorie}$$

per ogni Kg. di acqua introdotta in caldaia.

Se dunque si pone eguale a zero la perdita di calore per l'alimentazione nel bilancio della Franco, si dovrà, per la locomotiva 671.026, aggiungere 4 calorie a quelle corrispondenti ad ogni Kg. di vapore surriscaldato.

Nelle calcolazioni che seguono vengono invece trascurati, perchè privi di importanza pratica, data la uniformità delle condizioni di prova, sia il consumo di vapore saturo impiegato per la pompa del freno, sia l'effetto della temperatura ambiente sul rendimento della combustione, avendo svolto tutte le prove nello stesso periodo estivo.

8. — I principali risultati degli esperimenti a regime.

Sono allegati a questa relazione i grafici relativi solo a 13 delle 17 corse di prova a regime prese in considerazione e sottoposte ad esame. (Tav. IV, V, VI, VII). Sono stati infatti omessi i grafici relativi alle seguenti corse:

N. 2650 con la locomotiva Franco, a regime di 70 Km/h.;
N. 2656 e 2660 con la locomotiva normale, a regime di 70 Km/h.;
N. 2654 con la locomotiva normale, a regime di 80 Km/h.

Nelle prove a regime è stato impiegato ottimo carbone tedesco gros-criblé dal quale era stata praticamente eliminata la polvere prima del carico, allo scopo di evitare che percentuali di minuto variabili nelle varie riforniture della locomotiva intervenissero ad inquinare i risultati.

Tale particolare condizione di impiego del combustibile non è stata certo favorevole al sistema Franco nel confronto con il tipo normale per il quale ultimo — avente, come si vedrà in seguito, un regime di griglia sempre più elevato dell'altro — il vantaggio derivante da una pezzatura del carbone eccezionalmente buona è stato logicamente più sensibile.

Tuttavia è stata scelta questa soluzione per raggiungere elementi di confronto più omogenei e sicuri.

Le caratteristiche del combustibile essiccato, secondo l'analisi elementare eseguita dal R. Istituto Sperimentale delle F. S. in Roma, sono le seguenti:

carbonio fisso	74,72 %	carbonio C =	86,56 %
materie volatili	22,73 %	idrogeno H =	4,70 %
ceneri	2,55 %	azoto N =	1,48 %
		ossigeno O =	3,61 %
		zolfo S =	1,10 %
		ceneri	2,55 %
	100 — %		100 — %

Il potere calorifico superiore del combustibile secco — determinato alla bomba calorimetrica Malher — è risultato di 8466 calorie; l'umidità complessiva del combustibile adoperato nelle prove (costituita dall'acqua di imbibimento e da quella igroscopica) è risultata:

$$U = 0,85 \%$$

Ne segue che il potere calorifico superiore $P\,cs$, riferito al combustibile nelle condizioni suddette di umidità, ha il valore:

$$P\,cs = 8466\ (1 - 0,0085) = 8394 \text{ calorie.}$$

Il potere calorifico inferiore $P\,ci$ — determinato nel modo consueto (5) tenendo conto della umidità U e dell'idrogeno H che si trasforma in acqua all'atto della combustione — ha il valore:

$$P\,ci = P\,cs - 600\,\frac{U + 9H}{100} = 8394 - 6\ (0{,}85 + 9.4{,}7) = \mathbf{8135\ calorie}$$

In conseguenza dell'analisi elementare del combustibile, il peso teorico di aria necessaria alla combustione di 1 Kg. del combustibile stesso è:

$$P = \frac{100}{23}\left(\frac{8}{3}\,C + 8\,H + S - O - N\right)$$

ossia, nella fattispecie, trascurando la percentuale minima di azoto:

$$P = \frac{1}{23}\left(\frac{8}{3}\,86{,}56 + 8\,.\,4{,}7 + 1{,}1 - 3{,}61\right) = \text{Kg. } 11{,}560.$$

Pertanto i prodotti della combustione generati da 1 Kg. di combustibile dovrebbero avere il peso di circa (cioè prescindendo dall'azoto e dalle ceneri) Kg. 11,56 + 1 = 12,56.

Se il combustibile fosse costituito esclusivamente di carbonio, l'ossidazione completa di esso darebbe luogo ad un volume di anidride carbonica che, per la legge di Avogadro, dovrebbe raggiungere il 20,8 % di quello dell'aria di combustione. Perciò nel caso in esame il tenore massimo di CO_2 avrà il seguente valore percentuale:

$$CO^2_{max} = \frac{0{,}208 \times 0{,}7734\,\frac{100}{23}\,\frac{8}{3}\,C}{0{,}7734\,(P + 1)} = 0{,}208\,\frac{11{,}5943\,C}{P + 1} = \text{circa } 18{,}2\,\%.$$

I risultati ottenuti nel corso dei 17 esperimenti a regime presi in esame sono raggruppati nel prospetto B; ed una parte di essi — la più importante ai fini di questa relazione — è stata riportata nel prospetto C ed ivi completata con elementi dai risultati stessi dedotti.

Nell'uno e nell'altro prospetto i risultati degli esperimenti e dei calcoli sono stati divisi per ogni locomotiva in due gruppi secondo la velocità base di marcia, cioè a 70 e ad 80 Km/ora.

Nel prospetto C sono indicati anche — tanto per la locomotiva normale che per la locomotiva Franco — i rendimenti di caldaia per ogni corsa determinati in base ai concetti sovraesposti, cioè mediante le espressioni seguenti:

$$R_1 = \text{rendim. totale}\ \begin{cases} \text{Locom. normale} = \dfrac{\frac{A}{C}\,(E \quad t_i\,q)}{8135} \\[2ex] \text{Locom. Franco} = \dfrac{\frac{A}{C}\,(E - t_i\,q - D)}{8135} \end{cases}$$

$$R_2 = \text{rendim. netto}\ \begin{cases} \text{Locom. normale} = \dfrac{\frac{A}{C}\,(E - t_i\,q + 4)}{8135} \\[2ex] \text{Locom. Franco} = \dfrac{\frac{A}{C}\,(E - t_a\,q - D)}{8135} \end{cases}$$

ove il simbolo q rappresenta il calore specifico dell'acqua e gli altri hanno il significato per ciascuno risultante dalla intestazione della tabella E, ove — per maggiore chiarezza — sono stati riportati e raccolti tutti gli elementi occorrenti al calcolo dei rendimenti.

Dal prospetto C (Tav. III) e dal prospetto E a pag. 16 deriva che la trasformazione al sistema Franco ha consentito di aumentare i rendimenti netti medi dell'apparato vaporizzatore:

1) alla veloc. di regime di 70 Km/h. da 0,7145 a 0,8166, con l'aumento di 0,1021;
2) alla veloc. di regime di 80 Km/h. da 0,7065 a 0,8050, con l'aumento di 0,0985.

A commento di quanto precede, si osserva:

1) Il valore assoluto dei rendimenti conseguiti nelle prove a regime è superiore ai valori normali che si riscontrano nelle locomotive. Ciò è da attribuire alle condizioni particolarmente favorevoli nelle quali le prove si sono svolte, e cioè:

a) pezzatura del carbone mantenuta eccezionalmente buona e costante, per la ragione già indicata; sì che il combustibile all'atto del caricamento in forno presentava quantità di minuto dell'ordine del 5 %;

b) umidità nel combustibile praticamente assente all'infuori di quella igroscopica (della quale si è tenuto conto nella determinazione del potere calorifico inferiore), avendo effettuato le prove nella stagione estiva con pesatura e caricamento del carbone sempre a buona distanza da giorni di pioggia;

c) basso regime di griglia (250 ÷ 300 Kg/mq. ora) legato alle condizioni di cui sopra ed al buon dimensionamento di entrambe le caldaie;

d) tiraggio modesto (fig. 8). Le vaporizzazioni necessarie nella marcia a 70 Km/ora sono state ottenute con depressioni di circa 105 m/m di colonna d'acqua nel caso del tipo normale e di 55 m/m in quello Franco (camera a fumo corrispondente al forno): valori sufficienti sempre in relazione a quanto sopra, nonchè alla accurata condotta del fuoco ed alla sistematica pulitura dei tubi dopo ogni corsa;

e) combustione buona, con perdita abbastanza modesta nei gas di scarico per calore latente (in conseguenza del basso tenore di $CO + H_2$) e minima per calore sensibile (essendo elevato il tenore di CO_2, bassissima la temperatura dei gas nel caso Franco e relativamente bassa anche nell'altro caso);

f) stagione estiva, quindi temperatura esterna dell'ordine di 25 ÷ 30°, favorevole sia agli effetti della combustione, sia a quelli della dispersione di calore.

2) Poichè i valori assoluti sono elevati tanto per la locomotiva normale, quanto per quella trasformata, si è autorizzati senz'altro a ritenere probatorio e conclusivo il valore comparativo dei risultati stessi, in quanto mettono in luce il miglioramento del rendimento della locomotiva trasformata rispetto a quella normale.

3) I risultati conseguiti non autorizzano invece extrapolazione alcuna, volendo intendere con ciò che il miglioramento del rendimento e, come si vedrà in seguito, anche la riduzione nel consumo unitario di combustibile valgono per la locomotiva trasformata sottoposta alle prove, tenuto conto che il tipo 670 è particolarmente adatto alla trasformazione.

PROSPETTO E

Velocità in Km-h.	Locomotiva sperimentata	t_t = temperatura centigrada dell'acqua nel tender	t_a = temperatura cent. dell'acqua all'uscita dal prer. a vapore	t_s = temperatura del vapore surriscaldato	E = calore totale del vapore surriscaldato	D = termine correttivo per il consumo della pompa Knorr	$\frac{A}{C}$ = Kg. di vapore prodotti da 1 Kg. di carbone	R_1 = rendimento termico totale	R_2 = rendimento termico netto	$R_1 - R_2$ = ricupero del prer. a vapore di scarico
V = 70 Km-h.	Normale	18	—	326	741	—	8,06	0,7158	0,7198	—
		19	—	321	738,5	—	8,06	0,7128	0,7168	—
		20	—	322,2	739	—	8,04	0,7105	0,7145	—
		20	—	327	741,2	—	7,97	0. 063	0,7102	—
		19	—	320	737,8	—	8,05	0,7109	0,7149	—
		19	—	320	737,8	—	8,—	0,7068	0,7110	—
							8,03	0,7105	0,7145	
	Franco	23	63	354	755	5,575	9,54	0,8525	0,8054	0,0471
		24	65	355	756	5,625	9,67	0,8634	0,8148	0,0486
		25	65	353	754,5	5,550	9,86	0,8780	0,8292	0,0488
		25	66	356	756,4	5,645	9,73	,8683	0,8193	0,0490
		26	67	356	756,4	5,645	9,63	0,8580	0,8089	0,0491
		26	63	357	756,7	5,660	9,71	0,8657	0,8218	0,0439
		26	66	353	754,5	5,550	9,72	0,8643	0,8165	0,0478
							9,694	0,8643	0,8166	
V = 80 Km-h.	Normale	21	—	330	743	—	7,92	0,7029	0,7068	—
		20	—	332	744	—	7,89	0,7022	0,7061	—
							7,905	0,7026	0,7065	
	Franco	28	65	369	762,5	5,950	9,43	0,8415	0,8016	0,0429
		28	65	363	759,7	5,810	9,52	0,8495	0,8085	0,0410
							9,475	0,8470	0,8050	

FIG. 8. — Depressioni nelle camere a fumo e contropressioni allo scarico

9. — BILANCIO TERMICO PER DUE PROVE A REGIME CON VELOCITÀ DI 70 KM/H.

Calcolati i rendimenti, allo scopo di fare emergere le prerogative specifiche attribuibili alla trasformazione Franco, conviene passare all'esame del bilancio termico delle due caldaie, la Franco e la normale, analizzandone le varie perdite. Questo esame permette infatti di accertare le cause del miglioramento del rendimento dell'una rispetto all'altra e di definire con precisione a quali degli elementi della trasformazione siano attribuibili le minori perdite, e cioè appunto i miglioramenti conseguiti. Per tale esame si fa riferimento a due prove di regime alla velocità di 70 Km/ora, precisamente a quelle indicate con i numeri 2647 e 2657 nei prospetti B (Tav. II) e C (Tav. III) e nei grafici delle Tavole IV e V.

A) Locomotiva Franco:

Corsa N. 2647.

Valori medi risultati dalla prova:

pressione assoluta di caldaia . . . . p_a = 14 Kg/cmq.
temperatura esterna . . . . t = 25°
temperatura dell'acqua:
nel tender . . . . 24°
all'uscita del preriscaldatore a vapore . . . . 65° = t_a
all'uscita del preriscaldatore a gas . . . . 147° = t_p
temperatura dei prodotti della combustione:
nella camera a fumo del vaporizzatore . . . . T''_c = 362°
nella camera a fumo del fumaiolo . . . . T_c = 173°
Tenore di CO_2 . . . . 13,1 %
Tenore di ($CO + H_2$) . . . . 0,82 %
Potere calorifico inferiore del combustibile . . . . . . $P\,ci$ = 8135 cal.
Rendimento netto . . . . R_2 = 81,48 %
Ammontare complessivo delle perdite: 100 — 81,48 % . . . 18,52 %

Le perdite possono aver luogo sia nella fase di produzione del calore (per gas incombusti e quindi per calore latente, per nerofumo, per incombusti solidi rimasti nelle ceneri e nelle scorie o in camera a fumo o lanciati nell'atmosfera dal camino), sia in quella di utilizzazione (calore sensibile, irradiamento ecc.) (6).

Come è noto, le perdite più gravi sono quelle al camino, *per calore sensibile e per calore latente* dei gas di combustione.

Qui verranno determinate 5 categorie di perdite, di cui l'ultima per differenza, e cioè:

1) perdita φ_1 al camino per calore sensibile;
2) » φ_2 per incompleta combustione o per calore latente;
3) » φ_3 per incombusti solidi;
4) » φ_4 per dispersioni dal preriscaldatore a gas;
5) perdite varie residue φ_5.

a) *Perdita φ_1 per calore sensibile.*

Il tenore effettivo di CO_2 è risultato dall'esperienza del 13.1 %; invece quello teorico è risultato, nel capitolo 8, del 18,2 %. Si deduce che il peso effettivo di aria utilizzato nella combustione è stato di:

$$\text{Kg. } 11.560 \times \frac{18,2}{13,1} = 11.560 \times 1,39 = \sim \text{Kg. } 16 \ (7).$$

Il peso p dei prodotti della combustione, per 1 Kg. di combustibile, è stato quindi di Kg. 17.

La perdita φ_1, per calore sensibile risulta perciò:

$$\varphi_1 = \frac{C.p\,(T_c - t)}{Pci}$$

essendo C il calore specifico medio a Kg. ed a pressione costante dei prodotti della combustione:

Si assume per C il valore medio di 0,25; ne segue:

$$\varphi_1 = 100 \frac{0,25 \times 17 \ (173 - 25)}{8135} = 7,73 \%.$$

A titolo di controllo, si effettua la determinazione di φ_1 per altra via, nel modo seguente:

Il volume del fumo (gas di combustione) secco, riferito alla temperatura di zero gradi ed alla pressione di 760 mm., prodotto dalla combustione di 1 Kg. di carbone, è (8):

$$F = \frac{C}{CO_2} \, . \, 1,865 = \frac{86,56}{13,1} \, . \, 1,865 = \text{mc. } 12,29.$$

Poichè il carbone contiene umidità e d'altra parte si forma vapore d'acqua nella combustione dell'idrogeno, il peso del vapore acqueo complessivamente contenuto nel fumo sarà:

$$P_v = \frac{U + 9H}{100} = \frac{0,85 + 9 \, . \, 4,7}{100} = \text{Kg. } 0,431.$$

Per passare alla quantità di calore C_f contenuto nei gas di combustione in camera a fumo, occorre moltiplicare i valori ottenuti sopra per i calori specifici medi fra le temperature considerate.

Essendo:

0,44 il calore specifico per mc. per il CO_2;
0,318 » » » per i gas perfetti (O_2 ed N_2);
0,47 » » per Kg. per il vapore acqueo;
T_c la temperatura dei gas in camera a fumo;
t » ambiente

sarà:

$$C_f = (T_c - t) \left\{ F \left(\frac{0,44 \, . \, CO_2 \%}{100} + \frac{0,318 \ (100 - CO_2 \%)}{100} \right) + 0,47 \, P_v \right\}$$

$$C_f = (173 - 25) \left\{ 12,29 \left(\frac{0,44 \, . \, 13,1}{100} + \frac{0,318 \ (100 - 13,1)}{100} \right) + 0,47 \, . \, 0,431 \right\}$$

e quindi:

$$C_f = 148 \times 4,306 = \text{calorie } 637,29$$

Poichè il potere calorifico inferiore del combustibile è di 8135 calorie, la perdita per calore sensibile è espressa da:

$$\varphi_1 = \frac{637,29}{8135} = 7,83 \%.$$

Applicando — per ultima verifica — la formula dell'Hassenstein:

$$\varphi_1 = \sigma_1 \frac{T_c - t}{CO_2 \%}$$

con $\sigma_1 = 0,65$, si ottiene:

$$\varphi_1 = 7,345 \%.$$

Si assuma in definitiva $\varphi_1 = 7{,}73\ \%$.

b) *Perdita per calore latente.*

La *perdita per calore latente* è dovuta ai gas incombusti ed agli idrocarburi che si disperdono inutilizzati nell'atmosfera.

Essendo poco pratico nel caso della locomotiva l'impiego di un analizzatore ad assorbimento atto ad indicare le percentuali di O_2, non è possibile, per la ricerca del CO, servirsi dei diagrammi triangolari di Ostwald.

L'apparecchio Siemens usato nelle prove dà una registrazione complessiva dei valori relativi ai gas incombusti ($CO + H_2$); per altro con buona combustione gli idrocarburi presenti allo scarico sono in quantità minima.

Ne segue che la perdita per calore latente può essere calcolata, con buona approssimazione, in percentuale del calore disponibile, mediante la formula:

$$\varphi_2 = \sigma_2 \frac{CO\ \%}{CO_2\ \% + \dfrac{CO\ \%}{2}} \qquad [9]$$

nella quale σ_2 è un coefficiente che dipende dal tipo di combustibile e che ha la seguente espressione generale:

$$\sigma_2 = \frac{3044 \left(186{,}5\ C + CO_2 \dfrac{U + 9\ H_2}{0{,}806}\right)}{P\,ci}$$

Nel caso in esame risulta $\sigma_2 = 63$ e quindi:

$$\varphi_2 = 63 \frac{0{,}82}{13{,}1 + 0{,}41} = 0{,}0378.$$

Si assumerà dunque:

$$\varphi_2 = 3{,}78\ \%.$$

c) *Perdita per incombusti solidi.*

Un'altra perdita è quella relativa agli *incombusti solidi in camera a fumo,* ove — a fine corsa — si trova un certo quantitativo di combustibile più o meno distillato e mescolato a ceneri.

La locomotiva 672.001 comprende tre camere a fumo: una facente parte della caldaia, le altre due del preriscaldatore a gas.

Per i residui solidi raccolti nella prima camera a fumo e complessivamente nelle altre due, sono state eseguite alcune determinazioni indicate sotto, insieme ai quantitativi medi percentuali rispetto al consumo di combustibile nell'intera corsa.

RESIDUI	% in peso	% materie volatili	% ceneri	Calorie
Camera a fumo caldaia	3,30	6,90	—	5576
Camere a fumo preriscaldatore	0,40	20,70	62,3	2704

La perdita per tali residui è dunque:

$$\varphi_{3\,1} = \frac{5576}{8135} \cdot 3,3 = 2,26\ \%$$

nella camera a fumo della caldaia; e

$$\varphi_{3\,2} = \frac{2704}{8135} \cdot 0,4 = 0,33\ \%$$

in quelle del preriscaldatore. Quindi la perdita complessiva è:

$$\varphi_3 = 2,26 + 0,33 = 2,59\ \%.$$

Nè si può supporla in effetto maggiore per sensibile espulsione di detriti dal camino inquantochè i residui che pervengono nella camera a fumo estrema sono in quantità minima.

d) *Perdita nel preriscaldatore.*

Un'altra perdita, specificatamente attinente al sistema Franco, è quella relativa al preriscaldatore a gas di combustione.

Tale apparecchio effettua un ricupero di calore espresso da:

$$(tp - ta)\ A/C = (147 - 65)\ 9,67 = 792,94 \text{ calorie}$$

che, riferito al potere calorifico inferiore del combustibile, equivale al:

$$\frac{792,94}{8135} = 9,74\ \%.$$

Detto ricupero ha luogo a spese dei gas di combustione, i quali, nel percorrere il preriscaldatore ed il condotto che collega quest'ultimo alla camera a fumo della caldaia, cedono una quantità di calore C_g che, per quanto sopra già si è detto, è data da:

$$C_g = (362 - 173) \left\{ 12,29 \left(\frac{0,44 \cdot 13,1}{100} + \frac{0,318 \cdot 86,9}{100} \right) + 0,202 \right\}$$

da cui:

$$C_g = 189 \times 4,306 = 813,8 \text{ calorie,}$$

pari al:

$$\frac{813,8}{8135} = 10\ \%.$$

La dispersione di calore all'esterno risulta dunque di:

$$813,8 - 792,94 = \text{circa } 21 \text{ calorie.}$$

cioè:

del 0,26 %.

Dunque $\varphi_4 = 0,26\ \%$.

e) *Perdite varie residue.*

Si intendono raggruppate in questa categoria la perdita per incombusti lanciati, attraverso il camino, nell'atmosfera, tutte le perdite relative al ceneratoio, quella per

nero fumo, quella dovuta alla trasmissione di calore all'ambiente da parte della caldaia. Essendo praticamente impossibile la determinazione diretta di tali perdite durante esperimenti con una locomotiva in marcia, si addiverrà alla determinazione indiretta di esse mediante differenze. Nel caso in esame risulta $\varphi_5 = 4{,}16\ \%$.

In definitiva dunque, il bilancio termico della prova N. 2647 è il seguente:

Rendimento	81,48 %
Perdita per calore sensibile	7,73 %
Perdita per calore latente	3,78 %
Perdita per residui in camera a fumo	2,59 %
Perdita per dispersione dal preriscaldatore a gas	0,26 %
Perdite varie	4,16 %
	100 — %

B) Locomotiva normale:

Corsa N. 2657.

Valori medi risultati dalla prova:

pressione assoluta di caldaia	Kg/cmq.	14
temperatura esterna	t =	26,5°
temperatura acqua nel tender		19°
temperatura dei prodotti della combustione nella camera a fumo	Tc =	306°
tenore CO_2		12,57 %
tenore $(CO + H_2)$		1,24 %
potere calorifico inferiore del combustibile	Pci =	8135 calorie
Rendimento netto		71,68 %
Ammontare complessivo delle perdite: 100 — 71,68 %		28,32 %

Procedendo come nel caso precedente, si perviene ai risultati seguenti:

a) Calore contenuto nei gas di combustione in camera a fumo:

$$C_f = (306 - 26{,}5) \left\{ \frac{86{,}56 \times 1{,}865}{12{,}57} \left(\frac{0{,}44 \times 12{,}57}{100} + \frac{0{,}318\,(100 - 12{,}57)}{100} \right) + 0{,}47 \times 0{,}431 \right\}$$

da cui:

$$C_f = 279{,}5 \,.\, 4{,}468 = 1248{,}8 \text{ calorie}$$

quindi la perdita per calore sensibile è:

$$\varphi_1 = \frac{1248{,}8}{8135} = 15{,}35\ \%.$$

b) Perdita per calore latente:

$$\varphi_2 = \sigma_2 \frac{CO\ \%}{CO\ \% + \frac{CO_2\%}{2}}$$

Essendo:

$$\sigma_2 = 62,9$$

risulta:

$$\varphi_2 = 5,91\ \%.$$

c) Perdita per residui incombusti in camera a fumo:

$$\varphi_3 = \frac{6453}{8135}\ 3,5 = 2,78\ \%$$

essendo state eseguite per tali residui le seguenti determinazioni:

% in peso	% materie volatili	Potere calorifico
3,50	3,40	6453

d) Perdite varie residue.

Le perdite varie residue, calcolate per differenza, risultano

$$\varphi_5 = 4,28\ \%.$$

In definitiva dunque il bilancio termico della prova N. 2657 è il seguente:

Rendimento	71,68 %
Perdita per calore sensibile	15,35 %
Perdita per calore latente	5,91 %
Perdita per residui in camera a fumo	2,78 %
Perdite varie	4,28 %
	100 — %

Il confronto dei due bilanci termici è riassunto nel seguente prospetto:

	φ_1	φ_2	φ_3	φ_4	Perdite residue φ_5
Locomotiva Franco	7,73	3,78	2,59	0,26	4,16
Locomotiva normale	15,35	5,91	2,78	—	4,28

Da esso si deduce agevolmente quanto appresso:

Come era da prevedersi, per la esistenza del preriscaldatore a gas di scarico (che abbassa la temperatura dei gas uscenti dal camino) la perdita φ_1 per calore sensibile nella locomotiva Franco è assai inferiore (nel caso concreto è la metà) di quella che si riscontra nella locomotiva normale. Ma la presenza del preriscaldatore produce un altro effetto benefico, per quanto indiretto, coll'abbassare anche la perdita φ_2 da 5,91, quale risulta nella locomotiva normale, a 3,78 nella locomotiva Franco. La combustione si dimostra cioè nella locomotiva Franco assai più completa, e ciò per effetto

della ridotta depressione nella camera a fumo della caldaia (55 m/m. di acqua nella caldaia Franco contro 105 m/m. nella caldaia normale). D'altra parte, mentre il preriscaldatore permette di ridurre notevolmente le perdite φ_1 e φ_2, non introduce che una perdita assolutamente trascurabile per dispersione di calore. Le perdite φ_3 differiscono nei due casi assai poco e lo stesso dicasi delle perdite residue. In complesso perciò il miglioramento del rendimento termico è attribuibile in gran parte al preriscaldatore a gas di combustione: preriscaldatore che assume anche la funzione di vero e proprio depuratore ai fini sia della durezza temporanea che di parte di quella permanente, data la temperatura di regime in esso esistente. In tal modo risultano minime le incrostazioni in caldaia, che hanno notoriamente un'azione riduttrice della capacità di vaporizzazione della caldaia stessa. Il bilancio termico mette quindi in luce i pregi di carattere termico inerenti alla trasformazione Franco in una agli altri vantaggi ora detti, accessorii ma non per questo meno importanti.

Per quanto riguarda il tiraggio (fig. 8), si osserva che nella locomotiva Franco il peso di vapore che accede al camino è dato dal vapore generato diminuito del peso di vapore utilizzato per l'alimentazione della pompa d'iniezione (pari a circa il 5 %) e del peso di vapore utilizzato per il primo preriscaldamento dell'acqua di alimentazione (pari a circa il 10 %). Invece nella locomotiva normale il peso di vapore che accede al camino è costituito dalla totale produzione del vapore stesso. Inoltre il peso dei prodotti della combustione corrispondenti ad 1 Kg. di combustibile è per la locomotiva Franco (corsa n. 2647) di circa 17 Kg., per la locomotiva normale (corsa n. 2657) di circa 18 Kg. Ne segue che il peso dei prodotti della combustione convogliati al fumaiolo da 1 Kg. di vapore di scappamento è:

per la locomotiva Franco: $$\frac{17}{\frac{A}{C} \times 0{,}85}$$

per la locomotiva normale: $$\frac{18}{\frac{A}{C}}$$

e quindi — assunti per $\frac{A}{C}$ i valori medi nelle corse a 70 Km/h. —:

per la locomotiva Franco: Kg. 2,06;

» » normale: Kg. 2,242.

Se alla differenza dei pesi si aggiunge quella notevolissima dei volumi dovuta alle temperature — molto diverse nei due casi — dei prodotti che accedono al fumaiolo, si conclude che le condizioni funzionali dello scappamento e del tiraggio risultano nella locomotiva Franco molto migliori che nella locomotiva normale. E le prove infatti hanno dimostrato che la locomotiva Franco possiede — sia per la presenza del preriscaldatore, sia per le migliori condizioni funzionali dello scappamento e del tiraggio — un largo margine di vaporizzazione, in quanto che occorsero sempre particolari accorgimenti nella condotta del fuoco onde fosse evitata una eccessiva produzione di vapore. Tale miglioramento è sostanzialmente una logica conseguenza del miglioramento del rendimento termico che permette di ridurre notevolmente il peso ora-

rio dei prodotti della combustione e di convogliarli al fumaiolo a temperatura relativamente molto bassa.

Con ambedue le locomotive per altro sono rimarchevoli gli elevati valori della perdita per calore latente, di gran lunga maggiori di quelli che hanno luogo negli impianti fissi perfezionati, ove le perdite stesse oscillano tra 0,5 % ed 1 %.

10. — Consumi di combustibile per cavallo-ora effettivo reso al gancio di trazione nelle corse a regime.

La trasformazione della locomotiva 670 nel sistema Franco importa un aumento di peso della locomotiva trasformata rispetto a quella normale, aumento che nel caso in esame è di 13 tonnellate. Ne segue che il confronto dei soli rendimenti termici non basta a definire il valore pratico della trasformazione. I rendimenti dànno la indicazione dei vantaggi di ordine termico della locomotiva trasformata su quella normale. Invece l'elemento atto a definire il valore pratico complessivo della trasformazione è il consumo di combustibile per cavallo-ora effettivo reso al gancio. In tale modo si viene difatti a tener conto: del peso delle due locomotive, della maggiore o minore attitudine termica degli apparecchi vaporizzatori, della temperatura di surriscaldamento del vapore, ecc. È pertanto tale consumo che deve costituire l'elemento precipuo di confronto fra le due locomotive.

Questo confronto verrà istituito sulla base dei valori medi delle corse a regime di 70 ed 80 Km/ora raccolti nel seguente prospetto:

Velocità media di regime	Locomotiva	Velocità oraria Km/ora	Potenza media al gancio C. V.	Sforzo di trazione al gancio Kg.	Consumo di carbone all'ora Kg.	Consumo per cv-ora effettivo al gancio Kg.
a 70 Km-h.	Normale	68,7	757,7	2974	299,7 × G = 899,1	1,18
	Franco	68,8	756	2963	244,4 × G = 733,2	0,97
a 80 Km-h.	Normale	78,5	824,5	2838	899 × G = 1017	1,24
	Franco	78,3	779,5	2681	277,8 × G = 882	1,06

Dal prospetto si deduce:

a) a velocità di Km/ora 70 il consumo per CV-ora effettivo al gancio:

per la locomotiva normale è di . . . . Kg. 1,18
per la locomotiva Franco è di . . . . » 0,97
con una economia assoluta a favore della Franco di . . » 0,21
con una economia % a favore della Franco del . . . . » 17,8 %

b) a velocità di 80 Km/ora il consumo per CV-ora effettivo al gancio:

per la locomotiva normale è di . . . . Kg. 1,24
per la locomotiva Franco è di . . . . » 1,06
con una economia assoluta a favore della Franco di . . » 0,18
con una economia % a favore della Franco del . . . . » 14,5 %

Per queste prove a regime di 80 Km/ora lo sforzo di trazione della Franco è risultato inferiore a quello della locomotiva normale, per Kg. 2838 — 2681 = 157 e cioè del 5,5 %.

Poichè i consumi per la locomotiva normale, di Kg. 1,18 ed 1,24, sono da ritenersi ottimi, deve concludersi che la economia sensibile di combustibile realizzata colla locomotiva Franco è da attribuire non a deficienza della locomotiva messa a confronto, ma ad effettiva efficacia del sistema di produzione del vapore realizzato nella locomotiva Franco. Mediamente per le due serie di prove il consumo per CV-ora effettivo ottenuto colla locomotiva Franco è di Kg. 1,01; consumo bassissimo che caratterizza il sistema.

È per altro da ricordare che la locomotiva normale è una **macchina di tipo classico a vapore surriscaldato ma sprovvista di preriscaldatore o di iniettori a vapore di scarico.**

11. — I PRINCIPALI RISULTATI DEGLI ESPERIMENTI CON TRENI ACCELERATI.

Queste prove sono state effettuate, come si è detto, sulla linea Bologna-Piacenza (sempre nel periodo estivo) con corse supplementari a quelle di normali treni accelerati, dei quali sono state rispettate tutte le fermate.

Il carbone impiegato è stato anche in questo caso il gros-criblé della Ruhr, ma con pezzatura corrispondente alla distribuzione per i servizi normali, cioè con proporzione di minuto dell'ordine del 30 ÷ 40 % e con potere calorifico inferiore di circa 8.000 calorie.

A differenza di quanto è stato fatto per le corse a regime, per le quali sono stati rilevati tutti gli elementi necessari alla istituzione di un bilancio termico quasi completo, cioè comprendente le principali perdite, nelle prove con treni accellerati sono state omesse tutte le determinazioni relative ai prodotti della combustione.

Infatti il gran numero di fermate (circa 25 per ogni corsa) e la irregolarità di lavoro della locomotiva, insita nel tipo di treno prescelto, avrebbero reso impossibile il rilevamento di valori attendibili nel campo dell'analisi dei prodotti suddetti.

Sono stati per altro rilevati gli elementi necessari ad impostare la parte positiva del bilancio e quindi a determinare il rendimento termico delle caldaie.

I risultati ottenuti nel corso degli otto esperimenti sono raggruppati nel prospetto D ed ivi completati con elementi dai risultati stessi dedotti.

Come era facile prevedere, le prove presentano tra loro una minore uniformità che nel primo caso. I rendimenti sono stati determinati in modo analogo e con lo stesso formulario delle corse a regime (tenendo per altro conto che in questo secondo caso il potere calorifico inferiore del combustibile è stato di 8.000 calorie anzichè di 8135 calorie), nonchè con il prospetto *F* che segue a pag. 27.

Come si vede, in queste prove i rendimenti termici hanno raggiunto valori notevolmente elevati. Ciò è diretta conseguenza dei regimi di griglia oltremodo bassi. Dal prospetto *D* (Tav. III) e dal prospetto *F* a pag. 27 risulta che nelle otto prove con treni accelerati la trasformazione al sistema Franco ha consentito di aumentare i rendimenti netti medi dell'apparato vaporizzatore dal 0,76044 (locomotiva normale) al 0.84048 (locomotiva Franco) con l'aumento del 0,08004.

PROSPETTO *F*

Locomotiva sperimentata	$t_t =$ Temperatura centigrada dell'acqua nel tender	$t_a =$ Temperatura dell'acqua all'uscita dal prer. a vapore	$t_s =$ Temperatura del vapore surriscaldato	$E =$ Calore totale del vapore surriscaldato	D	$\frac{A}{C}$	$R_1 =$ Rendimento totale	R_2 Rendimento netto	$R_1 - R_2 =$ Ricupero prer. e vapore
Franco	21	68	308	731	4,375	10,35	0,91290	0,85210	0,06080
	24	67	306	730,5	4,350	10,28	0,90226	0,84701	0,05525
	22	69	314	734,7	4,56	9,83	0,87013	0,81238	0,05775
	25	68	311	733	4,475	10,30	0,90579	0,85043	0,05536
							Media =	0,84048	
Normale	20	—	289	721,5	—	8,23	0,72167	0,72578	—
	24	—	286	720	—	8,97	0,78039	0,78488	—
	22	—	286	720	—	8,93	0,77914	0,78361	—
	19	—	288	721	—	8,47	0,74324	0,74748	—
							Media =	0,76044	

Occorre per altro tenere conto di un particolare funzionale che in effetto ha assunto una non trascurabile entità e il cui peso quindi non può, nel confronto, essere negletto.

Nella locomotiva Franco — a differenza di quella normale — sono state omesse le valvole equilibratrici dei cilindri; perciò il tiraggio rimane intempestivamente attivo anche nella marcia a regolatore chiuso.

In conseguenza di ciò durante le prove con treni accelerati, per impedire che — nei numerosi rallentamenti e soste — le valvole soffiassero, si è dovuto parecchie volte in ogni corsa iniettare direttamente acqua in caldaia, cioè al di fuori del circuito normale costituito dalla pompa Knorr e dai preriscaldatori a vapore ed a gas.

L'entità di tali iniezioni dirette ha oscillato, nei vari esperimenti, entro limiti notevolmente estesi, raggiungendo qualche volta anche il 20 %. Non è stato per altro possibile determinare sistematicamente ed esattamente tale percentuale; e non si è potuto perciò tenerne conto nel prospetto e nelle tabelle relativi a questo capitolo.

Per altro il peso di questo particolare funzionale non è trascurabile. Ad esempio, nella corsa n. 2668 del 24 luglio da Bologna a Piacenza, caratterizzata dai seguenti valori:

$$\frac{A}{C} = 9,83$$

$$t_a = 69$$

$$t_t = 22$$

nonchè dal fatto che l'iniezione diretta di acqua ha raggiunto pressochè il 20 % del totale, la diminuzione di rendimento dovuta alla iniezione stessa ammonta presso a

poco (cioè ammettendo per l'iniettore le caratteristiche funzionali e la stessa correzione prevista nel precedente capitolo 7) al:

$$\frac{0,20 \times 9,83 \times (69 - 22) + 4}{8000} = 0,01253$$

Sicchè, se l'iniezione diretta non vi fosse stata, il rendimento netto complessivo della caldaia sarebbe stato il:

$$0,81238 + 0,01253 = 0,82491 = 82,491\ \%.$$

Concludendo, si può affermare che in effetto, *durante le prove con treni accelerati, i rendimenti percentuali totali e netti della locomotiva Franco sono stati tutti* — per effetto delle iniezioni dirette d'acqua in caldaia — *leggermente maggiori di quelli indicati nelle due tabelle di questo capitolo.*

12. — Consumo di combustibile per cavallo-ora effettivo reso al gancio di trazione nelle corse con treni accelerati.

Per queste prove — effettuate con regime di griglia oltremodo ridotto, con potenze utili uguali a circa la metà delle potenze normali e con interruzioni notevoli dovute ad esigenze di servizio — il confronto dei rendimenti è meno probativo che nel caso delle corse a regime. Per contro il confronto dei consumi di combustibile per cavallo-ora reso al gancio diviene più che mai indicativo.

Tali consumi risultano senz'altro dal prospetto D (Tav. III); e cioè:

a) consumo medio della locomotiva normale: Kg. 1,45;

b) consumo medio della locomotiva Franco: Kg. 1,1275;

c) differenza a favore della locomotiva Franco: 0,3225, pari al 22,24 %.

Risulta cioè che le prove *con treni accelerati confermano la notevole riduzione di consumo derivante dalla trasformazione Franco.* Anzi la riduzione percentuale è molto superiore a quelle calcolate per le prove a regime. Per altro è da tener presente, anche in questo caso, quanto si è detto alla fine del paragrafo 10.

13. — Osservazione generale sui consumi di combustibile.

In complesso i consumi calcolati nelle serie di prove a 70, 80 e 45 Km/ora risultano, per la locomotiva Franco, i seguenti:

Consumo per CV effettivo-ora nelle prove a regime di 70 Km/ora	. . . . Kg.	0,97
» » » » » » » » » » 80 »	. . . . . »	1,06
» » » » » » » con treni accelerati	. . . . . . »	1,13

La uniformità dei risultati conseguiti in prove a piena potenza ed a metà potenza e con categorie di treni diverse dimostra chiaramente che la locomotiva Franco permette di realizzare consumi unitari di combustibile assai bassi comunque ampio sia il campo di funzionamento di essa; prerogativa questa di somma importanza, nel servizio ferroviario. Inoltre la maggior quantità di acqua in gioco nel sistema Franco dà alla caldaia una grande elasticità di vaporizzazione; caratteristica questa che è stata posta ampiamente in luce dagli esperimenti.

14. — Le connessioni articolate.

La disposizione degli organi costituenti il sistema Franco — quando questo venga installato su locomotive a due o tre unità — costringe ad impiegare speciali dispositivi di collegamento per: *a)* la trazione e la repulsione (fig. 9); *b)* il trasporto dei gas combusti dal vaporizzatore al preriscaldatore (figg. 10 e 11); *c)* il trasporto dell'acqua di alimentazione dalla pompa al preriscaldatore e da questo al vaporizzatore (fig. 12), *d)* il collegamento isobarico del preriscaldatore al vaporizzatore (fig. 10, parte superiore); *e)* il trasporto del vapore di scarico dai cilindri allo scappamento.

Questi organi vennero provati per la prima volta a bordo della locomotiva a tre unità costruita in Belgio; e, con lievi ritocchi e perfezionamenti, sono stati poi applicati alla locomotiva 672.001, oggetto di questa relazione. Essi sono costruiti senza speciali accorgimenti, con metalli comuni: acciaio al carbonio per i laminati ed alcuni pezzi fucinati o fusi e bronzo-fosforoso per quelli aventi superfici a contatto con l'acciaio e soggette ad attrito. La lavorazione è stata semplicemente accurata; non è stato necessario l'impiego di trattamenti termici o di macchine rettificatrici.

Tutti gli accennati organi di collegamento hanno funzionato, durante le prove, molto bene, senza dar luogo ad inconvenienti notevoli e senza avarie di sorta. Migliori risultati potranno aversi usando materiali più appropriati, affinando la lavorazione ed apportando lievi modificazioni che provvedano sopratutto a rendere più sicura e facile la lubrificazione.

A) Il collegamento per la trazione e la repulsione fra i telai delle diverse unità (fig. 9) è costituito da una barra imperniata orizzontalmente alla traversa di testa del generatore. La barra è poi connessa alla estremità opposta al centro di un bilanciere a mezzo di una rotula sferica. Il primo perno permette spostamenti in direzione perpendicolare al piano del ferro; il secondo li permette, entro un campo molto esteso, in tutte le direzioni. Sono evidentemente possibili anche spostamenti torsionali tra i due veicoli contigui.

Il bilanciere a sua volta è imperniato alle estremità con due bracci che fanno capo al telaio del carro del preriscaldatore; essi consentono spostamenti relativi dei due veicoli in un piano orizzontale. Poichè i bracci sono contrapposti, la rotula sferica, che giace nel centro del bilanciere, si sposta con questo lungo una linea che praticamente, per tutta l'ampiezza della escursione possibile, coincide con una retta.

Questo dispositivo — più semplice di quello già applicato alla locomotiva a tre unità costruita in Belgio — ne differisce per le seguenti ragioni:

a) per il fatto che la barra unita al generatore non è rigida bensì articolata mediante un perno e la relativa cerniera;

b) per il fatto che alla rotula non sono consentiti spostamenti verticali;

c) per il fatto che i bracci non sono quattro disposti in due diversi piani, bensì soltanto due complanari col bilanciere e la rotula.

Questo dispositivo si è dimostrato perfetto, di facile allogazione e sotto ogni riguardo pratico. La sgiunzione delle unità contigue è ottenuta con la sola estrazione del perno orizzontale. Gli attriti sviluppantisi fra le superficie degli snodi sono minimi. Perciò alle due unità contigue è effettivamente consentita libertà di sposta-

menti relativi in ogni direzione, fuorchè in quella dell'asse di trazione: cioè non sono possibili solo l'allontanamento e l'avvicinamento di esse.

Nulla vieta di applicare — quando occorra — freni o molle di richiamo per limitare alcuni spostamenti, sopratutto quelli trasversali.

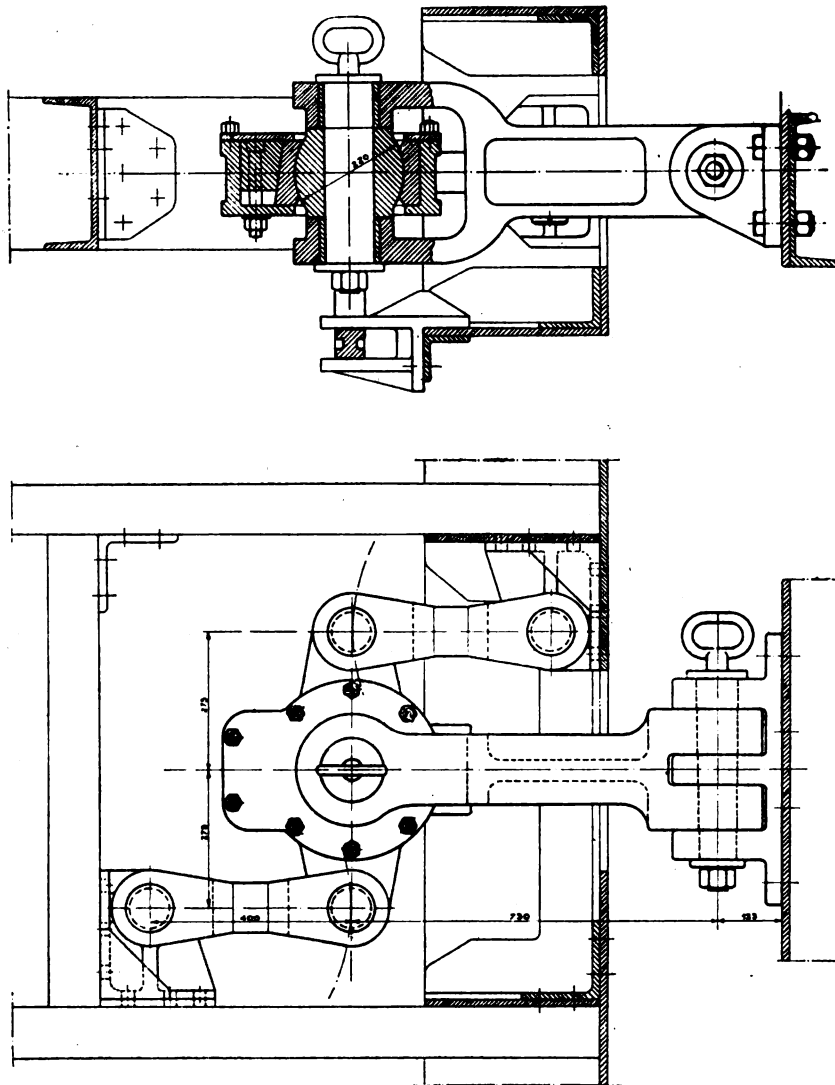



FIG. 9. — Lomotiva Franco: collegamento per la trazione e la repulsione

B) I prodotti della combustione sono trasportati dalla camera a fumo del vaporizzatore a quella d'ingresso nel preriscaldatore a mezzo di una grande conduttura articolata. Le articolazioni sono allogate alle estremità della conduttura, là ove questa si innesta con le camere a fumo sopra dette, e sono formate ciascuna da un sistema di tre superfici sferiche concentriche circoscritte da altrettante superfici cilindriche tangenti alle prime. Ciò è illustrato chiaramente nelle unite figg. 10 e 11.

Due molle a spirale applicate esternamente al giunto articolato unito al preriscaldatore fanno sì che le superfici sferiche non possano scorrere fino al fondo delle cavità cilindriche, e debbano in ogni caso rimanere in una posizione mediana conveniente perchè gli spostamenti siano possibili in tutte le direzioni.

Le tre superfici sferiche a contatto con le rispettive superfici cilindriche danno luogo a due cavità anulari attraverso le quali deve passare l'aria sfuggente lungo le zone di contatto, richiamata dalla depressione esistente nell'interno della conduttura. Le superfici però sono sempre fra loro a contatto e quella cilindrica di maggior diametro è rivestita all'esterno da un tessuto elastico di amianto e fili di rame sufficiente a garantire una buona tenuta.

Nessuna manutenzione è stata richiesta da questi organi durante tutto il periodo delle prove; e una ispezione fatta al termine di queste ha dimostrato nulla l'usura delle superfici e perfetta la conservazione di tutte le altre parti della giunzione.

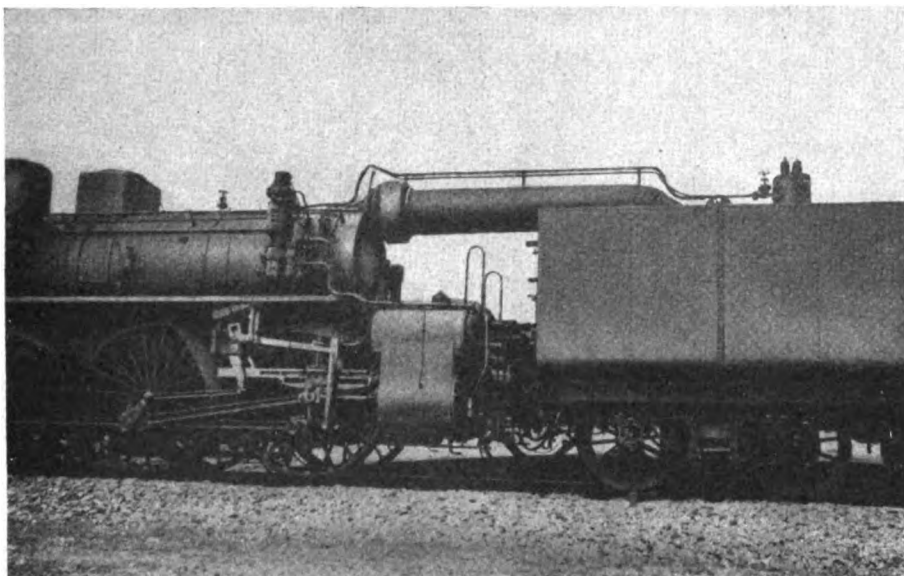



Fig. 10. — Locomotiva Franco: connessione articolata per i prodotti della combustione
Connessione articolata isobarica

Dall'esame dei diagrammi relativi alla depressione realizzata in camera fumo e alla contropressione di scappamento, risulta che la resistenza al passaggio del gas attraverso questo dispositivo è notevole: essa per altro non è stata causa di riduzione dei vantaggi conseguibili col sistema Franco (fig. 11).

La riduzione della suddetta resistenza sarà fonte di nuovi vantaggi perchè addurrà necessariamente — a sua volta — a riduzione della contropressione sugli stantuffi.

C) Le tubazioni adducenti l'acqua d'alimentazione dalla pompa al preriscaldatore e da questo al vaporizzatore sono articolate, ciascuna con tre giunti a snodo. Questi sono dello stesso tipo e differiscono solo, nei due casi, per le dimensioni. Sono illustrati dalla fig. 12.

La rotula d'acciaio 1 s'appoggia all'anello di bronzo 2 e vi è tenuta a contatto dalla pressione interna e dalla spinta creata dalla molla sottostante 3.

L'elemento a superficie sferica 4, a dolce contatto col corpo cilindrico 5, ha lo scopo di formare la camera anulare 6 alla quale non perviene la turbolenza dell'acqua in movimento. Pertanto uno strato di lubrificante — che, per effetto del minor

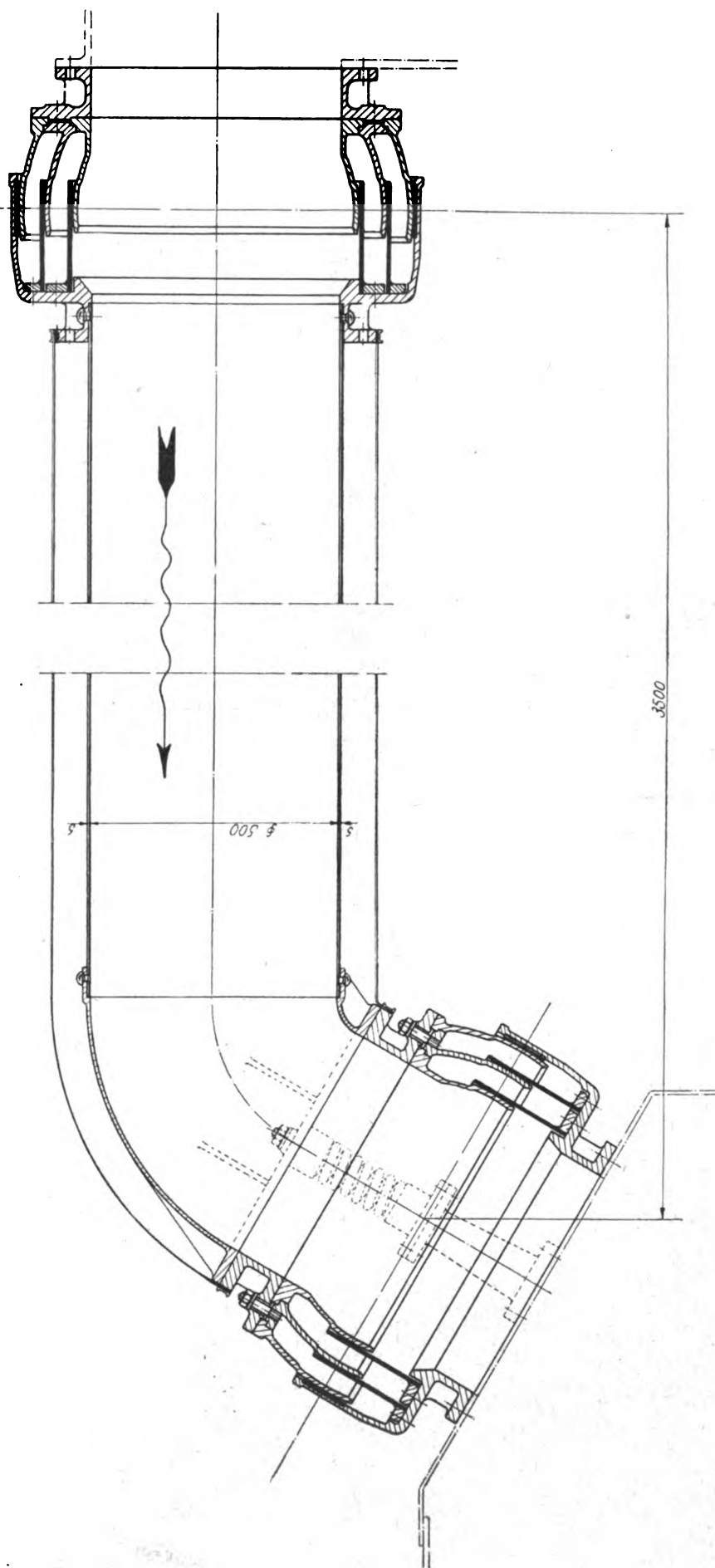



Fig. 11. – Locomotiva Franco: connessione articolata per i prodotti della combustione

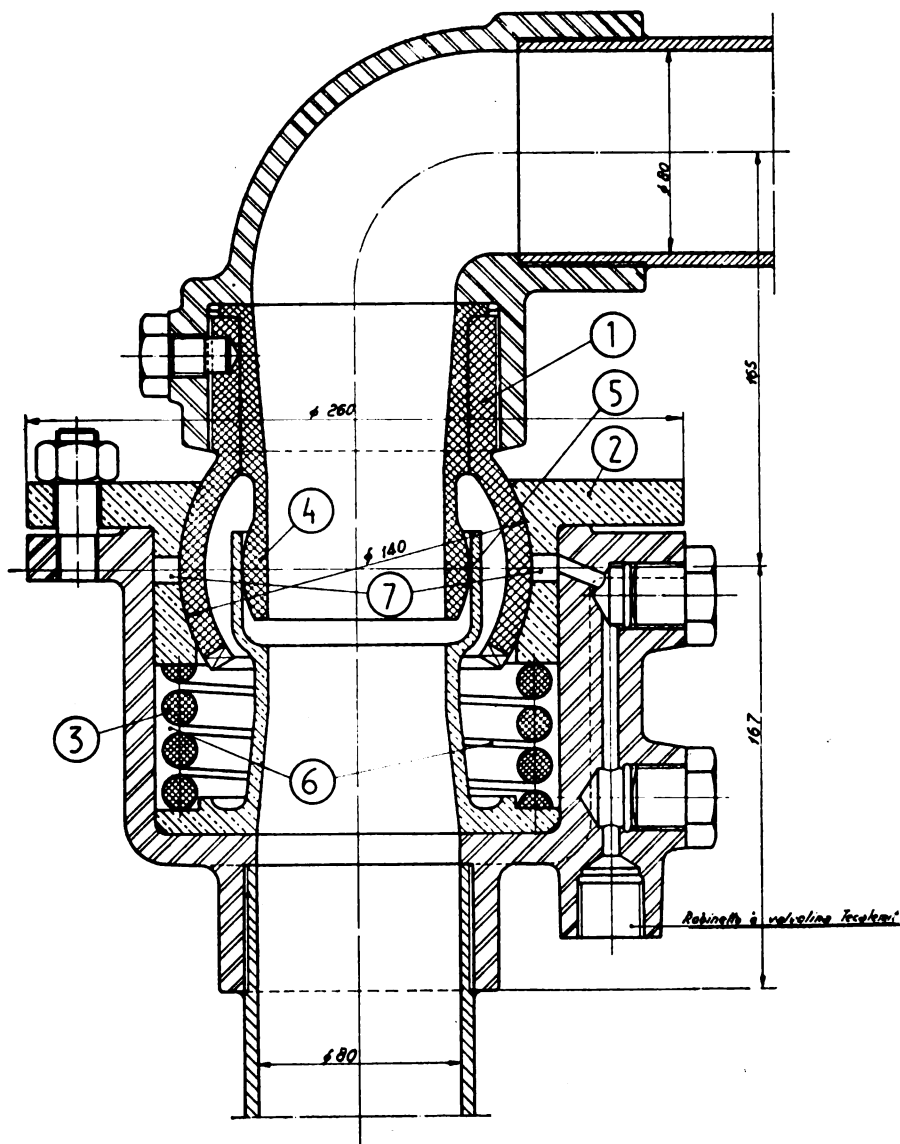



FIG. 12. — Locomotiva Franco: connessione articolata per l'acqua

peso specifico, occupa sempre la zona più alta della cavità 7 — tende, sotto la spinta della pressione, ad insinuarsi fra le superfici di contatto della rotula 1 con l'anello 2 assicurando una perfetta lubrificazione e sopratutto l'ermeticità contro fughe di acqua sotto pressione.

Il funzionamento di questi snodi si è dimostrato soddisfacente. Per altro una lavorazione più accurata e l'impiego di materiali più appropriati (quali: acciaio cementato temprato e rettificato, per la rotula; bronzo più compatto e plastico, per l'anello) potranno consentire di raggiungere una ermeticità perfetta e duratura. Gli avvitamenti del corpo cilindrico con quello sferico dovranno essere più rigidi e di serraggio sicuro. Infatti si è notato che le piccole fughe d'acqua verificatesi nel corso delle prove sono state precisamente conseguenza di imperfezioni di questo dettaglio costruttivo.

D) Un collegamento di minor importanza è costituito da un tubo del diametro interno di 18 m/m., visibile in alto nella fig. 10. Il suo compito è quello di equilibrare

le pressioni nelle camere di vapore del vaporizzatore e del preriscaldatore. È formato da brevi tronchi di tubo di *tombac* ondulati avvolti da treccie di filo di rame che impediscono la deformazione dei tubi oltre il limite elastico. La presenza di questa conduttura non è assolutamente necessaria. L'esperienza ha dimostrato che il funzionamento del sistema è ottimo anche quando la comunicazione attraverso la conduttura suddetta venga intercettata. Essa però garantisce che i vapori sprigionati dall'acqua nel preriscaldatore abbiano libero sfogo verso il vaporizzatore e non generino difficoltà al flusso dell'acqua d'alimentazione passante dal preriscaldatore al vaporizzatore stesso.

Evidentemente questa conduttura può essere sostituita da una piccola valvola di sicurezza che permetta la sfuggita dei vapori dal preriscaldatore nell'atmofera ogni qualvolta la loro presenza possa ostacolare la libera alimentazione del vaporizzatore e quindi generare un aumento — sia pure lieve — della pressione nel preriscaldatore.

E) La comunicazione che permette di trasmettere il vapore di scarico dei cilindri allo scappamento è costituita da due giunti sferici fra i quali è interposto un giunto telescopico. La struttura di questi organi è identica a quella usata comunemente nelle locomotive Mallet e Garrat. È stata però evitata l'applicazione di guarniture di materiali flessibili o plastici. Invece di esse, sono state impiegate fasce elastiche nel giunto telescopico e anelli di sezione trapezia e triangolare autocentranti nei giunti sferici di estremità.

Malgrado le sue notevoli dimensioni (225 m/m. di diametro interno) questa comunicazione ha funzionato senza inconvenienti di sorta e la lubrificazione delle superfici soggette ad attrito è stata effettuata vantaggiosamente dallo stesso vapore di scarico e dal lubrificante da esso convogliato.

15. - CONCLUSIONI

I risultati delle prove comparative eseguite sulla locomotiva Franco e sulla locomotiva normale, elaborati nella presente relazione secondo quanto è stato esposto innanzi, permettono di pervenire alle seguenti conclusioni:

1) Il rendimento termico netto, che nella caldaia normale è stato di 0,71 e 0,70 rispettivamente alle velocità di Km/ora 70 ed 80, è risultato nella locomotiva Franco rispettivamente di 0,81 e 0,80.

2) L'economia di combustibile per cavallo-ora reso al gancio realizzato sulla locomotiva Franco rispetto alla normale (non munita — come è noto — di preriscaldatore o di iniettori a vapore di scarico) è stato di:

Kg. 0,21 a 70 Km/ora, pari al 17,8 %;
Kg. 0,18 a 80 Km/ora, pari al 14,5 %.

Nelle prove con treni accelerati, a potenza circa metà della normale, la economia di combustibile per cavallo-ora è risultata ancora superiore. La uniformità di tali risultati in prove a carattere diverso dimostra a pieno i vantaggi offerti dalla trasformazione.

3) Le prove hanno messo in luce la grande elasticità della caldaia Franco nei riguardi della vaporizzazione oraria, e ciò malgrado il maggior sviluppo dei condotti dei gas della combustione e delle tubazioni del vapore di scarico ed il minore peso di vapore effluente dallo scappamento.

4) Il complesso di tutti gli organi aggiunti nella locomotiva Franco, ed in particolare le connessioni articolate, non hanno dato luogo a rilievi apprezzabili. Il comportamento di detti organi è stato soddisfacente.

5) L'alimentazione della caldaia Franco propriamente detta, fatta con acqua a temperatura elevata in grazia della presenza dei preriscaldatori, avrà influenza benefica sulla manutenzione della caldaia stessa. È da prevedere la scomparsa pressochè completa delle incrostazioni dipendenti dalla durezza temporanea dell'acqua, con vantaggio notevole anche nei riguardi della sua capacità di vaporizzazione.

6) La trasformazione presa in esame ha dato luogo ad un aumento di peso della locomotiva, concomitante per altro ad un adeguato aumento di potenza disponibile in caldaia; è perciò da ritenere che il peso per unità di potenza non ne sia risultato praticamente mutato.

7) Per ovvie ragioni non si può esprimere un giudizio sulle eventuali maggiori spese di manutenzione derivanti dalla presenza di un maggior numero di organi sulla locomotiva trasformata.

8) I risultati e le conclusioni di cui innanzi si intendono limitati al tipo di trasformazione sperimentato; trasformazione facilitata dalla costituzione della locomotiva gruppo 670.

In uno dei prossimi numeri si conta di pubblicare — a cura del prof. U. Bajocchi e come sintesi grafico-analitica delle ricerche e delle determinazioni illustrate in questa nota — i bilanci termici e termodinamici integrali (cioè estesi tra la griglia ed il gancio di trazione) relativi alla corsa n. 2657 effettuata con la locomotiva n. 671.026 (normale) ed alla corsa n. 2647 effettuata con la locomotiva n. 672.001 (trasformata).

NOTE

(1) Per ulteriori notizie in proposito, vedansi — tra le altre — le pubblicazioni seguenti:

a) « Railway Gazette », vol. 57, n. 23, 2 dicembre 1932, pagg. 666-668 (*New Form of Articulated Steam Locomotive*).

b) « Génie Civil », vol. 102, n. 16, 22 aprile 1933, pagg. 377-379 (*Locomotive à vapeur articulée, a grands puissance, système Franco*).

c) « La Technique Moderne », tomo XXV, n. 11, 1° giugno 1933, pag. 390 (*Nuovo tipo di locomotiva a vapore articolata di grande potenza, sistema Franco*).

d) « *Locomotive* », vol. 39, n. 492, 15 agosto 1933, pagg. 230-232 (*Franco articulated locomotive*).

e) « La Ricerca scientifica », anno IV, vol. II, n. 12, 31 dicembre 1933, pagg. 540 e 541 (*Una nuova locomotiva articolata*).

f) « Bulletin Technique de la Suisse Romande », vol. 62, n. 4, 15 febbraio 1936, pagg. 43-45 (*La locomotive Franco*).

g) *La locomotiva Franco*, edita dalla Società Anonima Locomotive a vapore « Franco ».

(2) Per una descrizione di questi apparecchi, vedasi — ad esempio — VITTORIO ARGNANO, *Il controllo della combustione*, Bologna 1928, pagg. 327 e 328.

(3) Si richiama in generale il trattato *La locomotive à vapeur* di ANDRÉ CHAPELON, Parigi, 1938, pagg. 376-379 e 502-509.

(4) Ing. GUIDO CORBELLINI: *Esperimenti con preriscaldatori di acqua per locomotiva.* « Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane », n. 4 e 5 del 1926.

(5) Vedasi — ad esempio — VITTORIO VILLAVECCHIA: *Trattato di Chimica analitica applicata*, Hoepli, 1936, Vol. 1°, pag. 741.

(6) Alle denominazioni « calore latente » e « calore sensibile » si intende dare il significato corrente nella tecnica specifica della combustione. In proposito vedasi, ad esempio, il trattato già citato dall'ARGNANO, pagg. 344-372 e quello già citato dello CHAPELON, pagg. 502-509.

(7) Vedasi il trattato già citato dallo CHAPELON, pagg. 400-403. Vi sono una determinazione ed una disamina non comuni in studi di questo genere: quelle relative al peso d'aria necessario per caloria contenuta nel combustibile.

(8) Vedasi, ad esempio, il trattato già citato dell'ARGNANO, pag. 260.

(9) Vedasi, ad esempio, il trattato già citato dell'ARGNANO, pagg. 362-364.

Moderni orientamenti nei criteri di fabbricazione e di impiego del cemento portland

Ing. P. C. BOSCO LUCARELLI, per incarico del Servizio Lavori delle F. S.

Riassunto. — Esposta la importanza che, per ottenere cementi portland di determinate caratteristiche, hanno i valori dei moduli calcare, silicico e dei fondenti, vengono enumerati i tipi fondamentali di cemento portland con accenno anche ai cementi pozzolanico, d'alto forno ed alluminoso. Si richiama poi l'attenzione sulla necessità che, per bene utilizzare le buone caratteristiche del cemento e la elevata resistenza e buon assortimento dei grani inerti, i costruttori studino e controllino sperimentalmente il valore del rapporto acqua: cemento, in relazione anche al grado di plasticità o di consistenza del calcestruzzo occorrente per la buona riuscita dei getti.

È noto che la denominazione « *cemento portland* » fu adottata per primo dal fornaciaio inglese Giuseppe Aspidin, che fece brevettare, e mise in commercio, sotto tale nome nell'anno 1824, un legante idraulico, da lui ottenuto mediante cottura di una miscela di calcare tenero (creta) e di argilla.

Nella cottura di tale legante, non veniva però raggiunta la temperatura necessaria ad ottenere i moderni cementi, ed il prodotto, venduto dalla ditta Aspidin, si classificherebbe ora nella categoria delle calci idrauliche; perchè doveva essere spento prima dell'impiego, e nello spegnimento si scartavano i minuzzoli vetrificati, che erano vero clinker.

Solo dieci anni più tardi, venne riconosciuta la convenienza di spingere la cottura a temperatura più elevata, capace di determinare la completa combinazione chimica della base CaO (calce) con la silice (SiO^2), l'allumina (Al^2O^3) ed il sesquiossido di ferro (Fe^2O^3).

Si ottenne così il clinker scorificato, molto duro e di elevato peso specifico (3,12 circa), che, macinato in polvere finissima, rivelò le preziose proprietà idrauliche del cemento.

Già in precedenza, nello studio chimico dei calcari atti a dare con la cottura buone calci idrauliche, si era vista la importanza del rapporto numerico fra il quantitativo in peso di argilla e quello di carbonato di calce in essi contenute. Tale rapporto era stato chiamato indice di idraulicità dal Vicat, il quale aveva anche constatato che, per ottenere una buona calce idraulica, il valore di esso dovesse essere tenuto entro limiti determinati, fuori dei quali l'eccesso o l'insufficienza di argilla avrebbero grandemente attenuate, e poi annullate le proprietà che si richiedono alla calce idraulica.

Successivamente gli studi ed esperienze sulle marne e miscele artificiali da cemento, messi in relazione con le proprietà controllate sul prodotto finito, portarono a considerare il rapporto fra il quantitativo in peso della base calce (CaO) e la somma dei quantitativi di silice (SiO^2), di allumina (Al^2O^3) e di sesquiossidò di ferro (Fe^2O^3),

ed a tale rapporto CaO: (SiO^2 + Al^2O^3 + Fe^2O^3) fu dato dal Mikaelis il nome di « *modulo idraulico* ».

Le moderne più approfondite indagini, sul modo come si svolgono le reazioni fra i vari ossidi, durante la loro permanenza nel forno di cottura, hanno però messo in evidenza che, in una prima fase, la silice resta inattiva, mentre la calce si combina con i sesquiossidi di alluminio e di ferro, per dar luogo alla formazione di alluminati, di ferriti e di allumino-ferriti: con che viene a fissarsi un quantitativo di calce, in preciso rapporto coi quantitativi di detti sesquiossidi, presenti nella miscela. In secondo tempo la parte di calce, restata libera, reagisce con la silice, per formare silicati monocalcico, bicalcico e tricalcico.

Si è perciò preso in esame il rapporto fra li quantitativo in peso di calce restata libera e la quantità totale, pure in peso, di silice attiva $\frac{\text{CaO restante}}{SiO^2}$, a cui si è dato il nome di « *modulo calcare* »; mentre il rapporto fra il peso di silice e quello di allumina $\frac{SiO^2}{Al^2O^3}$ è stato denominato modulo silicico, e quello fra allumina e sesquiossido di ferro $\frac{Al^2O^3}{Fe^2O^3}$ modulo dei fondenti.

Dal valore di ciascuno dei tre moduli anzidetti, ma specialmente dal primo (*modulo calcare*), dipendono le caratteristiche definitive del cemento fabbricato.

Per renderci conto della varia influenza dei detti moduli, occorre considerare i vari composti chimici, contenuti in miscela nel cemento portland, ed il modo di comportarsi di ciascuno di essi, durante la presa ed il successivo indurimento.

Secondo le conclusioni ormai concordi dei chimici, il cemento portland è costituito **da**:

Silicato bicalcico;

Silicato tricalcico;

Allumino ferrito tetracalcico;

Alluminato tricalcico;

Prodotti idraulici vari, non necessari, fra cui alluminati meno basici, ferriti e masse vetrose dovute al raffreddamento rapido;

Prodotti privi di proprietà idrauliche (fra cui il silicato monocalcico), dei quali è necessario ridurre il quantitativo al minimo in qualsiasi buon cemento (1).

Il prevalere di alcuni dei suelencati componenti, rispetto agli altri, conferisce al cemento portland caratteristiche diverse; sicchè vi è attualmente la tendenza a stabilire le seguenti quattro qualità:

Cemento portland normale;

Cemento portland a resistenza iniziale non elevata ma spiccatamente progressiva, con limitato ritiro, e limitato sviluppo di calore di idratazione;

Cemento portland ad indurimento rapido o ad alta resistenza iniziale;

Cemento portland specialmente resistente agli aggressivi chimici (solfati, oli minerali, acque pure e saline ecc.).

(1) Tali prodotti privi di proprietà idrauliche sono invece presenti in forte percentuale negli agglomeranti cementizi.

È stato, da progettisti e costruttori, espresso il desiderio di avere a disposizione anche cementi che favoriscano la cedevolezza plastica dei getti, vista l'importanza che questa assume come correttivo del regime delle tensioni; ma gli studi per la soluzione di tale problema sono appena agli inizi.

* * *

Esaminando partitamente i quattro componenti essenziali, che costituiscono il cemento portland, si constata che, nella loro idratazione, essi sviluppano le seguenti quantità di calore:

Silicato tricalcico	Cal/grandi	n.	120
Silicato bicalcico	»	»	62
Alluminato tricalcico	»	»	207
Allumino-ferrito tetracalcico . . .	»	»	100

Questo ultimo composto, distinto col nome di Brown-millerite, è di idratazione molto lenta, sicchè la sua presenza attenua le dilatazioni ed il ritiro. Da ciò deriva l'importanza di avere nella miscela cruda una sufficiente quantità di ferro e di controllare perciò che il « *modulo dei fondenti* » $\frac{Al^2O^3}{Fe^2O^3}$ sia contenuto in basso limite. Nella pratica vien tenuto prossimo a 2.

Si cerca invece di abbondare nella silice, tenendo convenientemente alto il « *modulo silicico* » $\frac{SiO^2}{Al^2O^3}$; perchè l'idraulicità del cemento portland è dovuta, in modo precipuo, alla formazione dei due silicati bicalcico e tricalcico. Un valore del modulo silicico compreso fra 2,5 e 3 assicura nel cemento portland un buon incremento della resistenza, oltre i 28 giorni di stagionatura, per un periodo di tempo assai più lungo rispetto al cemento con basso modulo silicico; a meno che l'alto tenore in silice non sia bilanciato dal prevalere del silicato tricalcico che dimostra una accentuata rapidità di indurimento, rispetto al silicato bicalcico, il cui indurimento avviene più lentamente.

Come si è già detto, la formazione dei silicati avviene, nel forno, solo dopo ultimata la reazione fra la base calce CaO ed i due sesquiossidi di alluminio e di ferro. Occorre perciò che, alla fine di tale reazione, resti nella miscela una quantità, ancora libera, di tale base proporzionata alla quantità di silice, con cui deve combinarsi per formare i silicati.

Da qui deriva l'importanza prevalente del rapporto $\frac{\text{CaO restante}}{S_iO^2}$ detto « *modulo calcare* ».

È evidente che ad un valore molto basso di tale modulo corrisponderebbe la formazione prevalente del silicato monocalcico, meno ricco della base calce, il quale è però idraulicamente inattivo; sicchè si otterebbe un prodotto che non raggiunge i limiti di resistenza, a compressione ed a tensione, prescritti per l'accettazione.

Un eccesso di calce, d'altra parte, al di là del quantitativo che può essere fissato dalla silice attiva presente, resterebbe allo stato libero nel cemento, e darebbe luogo a forte sviluppo di calore ed a fenomeni di espansione.

Il valore minimo del modulo calcare che evita la formazione di silicato monocalcico in misura nociva, è 1,87; il valore corrispondente alla trasformazione totale della silice in *silicato tricalcico* è di 2,8. Oltre tale limite si avrebbe un residuo di calce libera.

In pratica, si può avere calce libera anche col detto valore limite 2,8; perchè non può mai contarsi sopra un assoluta uniformità di miscela. I fabbricanti perciò evitano di superare il valore 2,7.

Valori elevati del modulo calcare, prossimi cioè a tale limite 2,7, assicurano un rapido indurimento con sollecito raggiungimento di alte resistenze meccaniche, per il prevalere del silicato tricalcico il quale possiede una attività molto più rapida che non il silicato bicalcico.

A fronte però di tale rapidità di indurimento dei cementi ad alto modulo calcare, come sono quelli messi in commercio sotto la denominazione « *cemento ad alta resistenza* » o « *supercemento* », sta lo svantaggio di un rilevante sviluppo di calore e di un forte ritiro. Essi inoltre soffrono sensibilmente nella ordinaria permanenza in cantiere, e la loro resistenza, dopo il primo rapido indurimento, progredisce poco nel tempo.

Gli stabilimenti produttori, allo scopo di ridurre gli inconvenienti derivanti nei cementi ad alta resistenza dal prevalere del silicato tricalcico, cercano nella formazione delle miscele crude (o del crudo come si dice in gergo di fabbrica) di tenere alto il modulo silicico $\frac{SiO^2}{Al^2O^3}$, e di abbassare il modulo dei fondenti $\frac{Al^2O^3}{Fe^2O^3}$; in modo da ottenere un prodotto con limitata percentuale di alluminato tricalcico che, rispetto agli altri componenti del cemento portland, sviluppa maggior quantità di calore (207 Cal. gr.).

Ad accelerare l'indurimento dei cementi ad alta resistenza iniziale contribuisce pure la grande finezza di macinazione.

* * *

I cementi a rapido indurimento o ad alta resistenza trovano però giusto impiego solo nei casi in cui si richiedono alte resistenze iniziali, mentre deve sconsigliarsene l'uso nei getti di notevole spessore, nelle lunghe travi, nelle pavimentazioni stradali, ecc. (1).

Nella esecuzione di tali categorie di opere risponde meglio il cemento portland normale la cui resistenza a compressione, determinata su malta normale, cresce gradatamente dai 450 kg., prescritti come minimo a 28 giorni di stagionatura, fino a raggiungere, nel termine di alcuni mesi, valori paragonabili a quelli dei cementi ad alta resistenza iniziale, con eguale stagionatura.

Il cemento portland normale è da preferire nella maggior parte dei casi pratici, specialmente se la sua finezza è meno spinta; perchè presentano in tal caso maggiori incrementi di resistenza col progredire della stagionatura.

(1) Su tale concetto la stessa « Federazione Nazionale Fascista Industriali Cemento, Calce, Gesso e Manufatti in Cemento » richiamò l'attenzione degli intervenuti al primo Congresso nazionale del cemento tenutosi a Casale Monferrato nel maggio 1937-XV.

E per questa ultima considerazione il controllo della finezza di macinazione va perdendo importanza, come prova di accettazione dei cementi.

* * *

In qualche caso può manifestarsi la convenienza, od anche la necessità, di impiegare cemento avente più basso sviluppo di calore e minor ritiro del portland normale, e ciò anche a costo di una maggior lentezza di indurimento, per cui la resistenza di 450 Kg. per cmq. dei cubi di malta normale sia raggiunta solo con una stagionatura più lunga dei 28 giorni consueti, ma poi largamente superata in prosieguo di tempo.

Questo tipo di cemento portland a resistenza inizialmente non elevata ma lungamente progressiva, con limitato ritiro e basso sviluppo di calore, non è contenuto nelle vigenti « Norme per l'accettazione dei leganti idraulici ». Il suo uso è specialmente indicato per grandi getti anche se eseguiti entro muratura di rivestimento di mattoni o di pietra sia naturale che artificiale. Le nostre migliori fabbriche sono in grado di produrlo, impiegando materie prime povere di allumina, e mantenendo, nel crudo, convenientemente basso il modulo calcare; in modo da ottenere, dopo cottura, un minimo contenuto di alluminato tricalcico ed una giusta proporzione fra silicato bicalcico e silicato tricalcico, con prevalenza del primo.

Per giudicare però la bontà di questo tipo di cemento occorrono prove di lunga durata, e ciò ne limita l'uso.

* * *

Il cemento portland, dei tipi fin qui considerati, non presenta la desiderata resistenza agli aggressivi chimici, con cui devono necessariamente trovarsi a contatto alcune costruzioni. È ben nota infatti l'azione deleteria esercitata sul cemento portland dalle acque ricche di anidride carbonica CO^2, dalle acque selenitose o saline, dagli oli minerali ecc.; mentre a sua volta il contatto del cemento stesso corrode l'alluminio, il piombo, ecc.

L'attenzione dei fabbricanti e degli studiosi teorici del cemento si è perciò portata sul modo come ottenere prodotti resistenti agli aggressivi chimici e non corrosivi. Si è così giunti alla produzione di un cemento detto portland al ferro ottenuto con materie ricche di ferro e povere di allumina. Gli studi in materia continuano nei laboratori, ma non ancora gli sperimentatori sono giunti a concordi conclusioni pratiche, che permettano di stabilire determinate prove di resistenza chimica per l'accettazione di questi cementi, dai quali si richiede in modo speciale tale requisito.

In Italia la disponibilità di buone pozzolane consiglia in molti casi di adoperare, invece del cemento portland, malta formata di pozzolana e grassello che resiste bene ad alcuni aggressivi; mentre in qualche caso è sufficiente l'impiego di cemento pozzolanico o di cemento di alto forno che sono semplici miscele intime ed omogenee di cemento portland e rispettivamente di pozzolana acida o di loppe basiche, di alto forno a coke, granulate, entrambe macinate allo stesso grado di finezza del cemento.

Per ottenere malte e calcestruzzi resistenti agli aggressivi chimici si sono anche studiati cementi del tutto diversi dalla categoria dei portland. Fra essi merita di essere menzionato il cemento alluminoso o cemento fuso che è pure contemplato nelle vigenti « Norme per l'accettazione dei leganti idraulici ».

Il cemento alluminoso si ottiene dalla cottura fino a fusione (da ciò la denominazione di cemento fuso) di bauxite con aggiunta di altri minerali e successiva macinazione. Esso venne inizialmente prodotto in Francia, dove trovò larghissima utilizzazione in opere militari, durante la grande guerra, a causa delle sue proprietà di rapidissimo indurimento con rilevante sviluppo di calore che consentiva di eseguire i getti anche durante gli intensi freddi invernali.

Il cemento alluminoso costituito essenzialmente da « alluminato monocalcico » è specialmente indicato per opere che possono, anche occasionalmente, venire a contatto con acque povere di calce, con acque contenenti solfati, con soluzioni di zucchero o di sali ammoniacali, con oli vegetali o minerali ecc. Esso inoltre non esercita alcuna azione corrosiva sull'alluminio, sul piombo, ecc.

Il cemento alluminoso in Italia vien prodotto unicamente nella fabbrica impiantata per concessione della R. Marina sulle banchine del porto militare di Pola. Non si tratta di un materiale di grande produzione e vasto consumo, ma di un prodotto speciale adatto ad essere impiegato in determinate condizioni. In circostanze normali esso manifesta una presa sufficientemente lenta, seguita poi da rapidissimo indurimento. La presenza però di quantità, anche molto limitata, di calce nell'acqua di impasto accelera la presa, che diventa quasi istantanea, se la percentuale raggiunge un certo limite (10 per cento circa). Si ha così un mezzo di accelerare la presa nella misura desiderata. Occorre però evitare in modo assoluto l'uso di attrezzi, recipienti ecc. comunque sporchi di calce.

A conclusione di questa esposizione riassuntiva delle proprietà intrinseche del cemento portland, è bene fare osservare che il cemento resta allo stato di polvere incoerente, finchè non è impastato con un congruo quantitativo di acqua. Potrebbe quindi dirsi che il vero legante sia la pasta di cemento, le cui proprietà dipendono tanto dalla qualità del cemento adoperato, che dalla quantità di acqua di impasto, supposta questa sufficientemente pura.

Se si spruzza poca acqua sopra un mucchio di cemento si formeranno grumi; ma la massa resta incoerente: se invece si versa molta acqua su poco cemento, questo ne resta dilavato, senza dar luogo a fenomeni di presa.

Per ottenere una pasta legante, occorre perciò che il quantitativo di acqua sia proporzionato al quantitativo di cemento: ciò che induce a considerare il valore numerico del quantitativo di acqua incorporato nell'unità di peso di cemento od anche quello inverso del quantitativo di cemento impastato con l'unità di peso di acqua.

Per ogni cemento esiste un valore per ciascuno dei due rapporti anzidetti che conferisce alla pasta un potere legante massimo; ma tale valore può differire da cemento a cemento anche dello stesso tipo.

Come indici di bontà nelle prove di accettazione del cemento si assumono, come è noto, i carichi di rottura a tensione ed a compressione di provini formati, con metodo rigorosamente uniforme, adoperando sabbia con granuli, di calibro pressochè costante prossimo ad un millimetro, collegati da pasta, del cemento in prova, ottenuta con l'impiego del quantitativo di acqua indicato dalla fabbrica.

Da progettisti e costruttori è stata qualche volta espresso il desiderio che i fabbricanti indichino, per le singole partite di cemento, anche il dosaggio di cemento e di acqua, da incorporare in ogni metro cubo della miscela di sabbia e ghiaia o pietrisco, per ottenere calcestruzzo di voluta resistenza.

I fabbricanti non sono però in grado di fornire tali dati, i quali non dipendono solo dalla qualità del cemento, ma anche dalla natura e dall'assortimento dimensionale (granulometria) della miscela nonchè dai metodi di impasto, di getto e di costipamento in opera del calcestruzzo.

Gli specialisti in materia sia teorici che pratici insistono concordi nell'indicare ai direttori di lavori ed ai costruttori la necessità di stabilire con esperimenti diretti di volta in volta il dosaggio di acqua e di cemento da adottare, con la determinata miscela inerte a disposizione e con le modalità effettive di impasto e di impiego, per essere sicuri di ottenere calcestruzzo di resistenza meccanica adeguata al carico di sicurezza adottato nei calcoli.

In proposito devono tenersi presenti le due norme fondamentali seguenti:

1) La resistenza a compressione del calcestruzzo cementizio dipende essenzialmente dal rapporto acqua cemento ossia dal quantitativo di acqua presente nell'impasto durante la presa per ogni chilogramma di cemento. Ciò significa che calcestruzzi costituiti da una identica ed uniforme miscela inerte legata da una identica pasta di cemento — formata cioè dallo stesso cemento con eguale quantità di acqua, compresa quella contenuta nella sabbia e ghiaia —, a pari durata e condizioni di stagionatura, presentano resistenza a compressione praticamente eguale, anche se il quantitativo di pasta, e quindi di cemento, incorporato in ogni metro cubo di impasto, varii entro limiti determinati ma abbastanza estesi.

2) La plasticità e consistenza del calcestruzzo, da cui deriva la sua maneggevolezza o lavorabilità, dipendono invece dal quantitativo di acqua totale presente in ogni metro cubo di impasto, tenuto naturalmente conto anche di quella inizialmente contenuta nell'inerte se imbibito od umido.

E siccome, per la norma precedente, per ottenere calcestruzzo della resistenza voluta, è necessario conservare invariato il valore del rapporto acqua:cemento; così anche il dosaggio di cemento resta vincolato al necessario grado di plasticità o di consistenza del calcestruzzo ed alla efficacia dei mezzi eventualmente adottati per eliminare una parte dell'acqua di impasto prima della presa.

Come pertanto nelle fabbriche di cemento si studiano, in base all'esame sperimentale delle materie prime, e si controllano periodicamente i tre moduli calcare, silicico e dei fondendi, per poter garentire le caratteristiche del cemento prodotto; così, nei cantieri di costruzione di opere in calcestruzzo semplice od armato devono stabilirsi razionalmente, e poi controllare il rapporto acqua-cemento ed il grado di plasticità o di consistenza del calcestruzzo insieme alla buona qualità del cemento ed alla resistenza e buon assortimento granulare degli inerti, per assicurare la necessaria resistenza nelle opere soggette a forte carico unitario, ed evitare eccessivo impiego di cemento in quelle poco caricate.

Solo con tale doveroso interessamento delle dirigenze dei lavori, potranno utilizzarsi le buone caratteristiche del cemento che, per il progresso realizzato dai fabbricanti, sopporta ora su provini di malta normale carichi di rottura a compressione superiori a 450 ed a 600 Kg. per cmq. di fronte ai 200 o 220 di pochi anni or sono.

Temperatura e termometro di rotaia

Ing. G. ROBERT, per incarico del Servizio Lavori e Costruzioni delle F. S.

(*Vedi Tav. VIII fuori testo*)

Riassunto. — **I risultati dei recenti studi sul ciclo termico delle rotaie in opera dimostrano la necessità di basarsi unicamente sulla temperatura delle rotaie per stabilire le luci di dilatazione. Passati in rassegna i diversi possibili tipi di termometri di rotaia ed esaminati i loro pregi e difetti, si descrivono le ricerche eseguite per conto delle F. S. e i vari tentativi compiuti prima di giungere alla creazione di un termometro di rotaia pienamente soddisfacente.**

I.

L'idea di un termometro adatto a misurare la temperatura delle rotaie non è nuova. Or sono 37 anni P. H. Dudley, Ingegnere della New York Central & Boston-Albany Railroad, descrisse al Congresso Internazionale Ferroviario di Parigi un termometro di rotaia simile a quelli che oggi vengono utilizzati.

Nonostante tali origini remote, la necessità di basarsi sulla temperatura del ferro, anzichè su quella dell'aria ambiente, per stabilire gli intervalli di dilatazione da lasciare fra una rotaia e l'altra durante la posa in opera, è stata riconosciuta soltanto negli ultimi anni in seguito agli studi che eminenti tecnici ferroviari, sollecitati dall'aspirazione di realizzare rotaie sempre più lunghe, hanno intrapreso allo scopo di chiarire il comportamento delle rotaie in opera sotto l'influenza delle variazioni termiche esterne.

Tali studi, che soltanto oggi possono considerarsi completi e conclusivi, hanno portato un magnifico contributo alla conoscenza dei fenomeni connessi con il binario, poichè hanno completamente chiarito l'andamento e gli effetti dei tre cicli fisici che si verificano nelle rotaie in opera in conseguenza delle variazioni termiche esterne e dei vincoli meccanici (ciclo delle variazioni di temperatura, ciclo delle variazioni di lunghezza e ciclo delle variazioni delle tensioni interne): hanno fornito le basi per la compilazione di tabelle e norme razionali per l'esecuzione dei lavori di linea, e hanno messo in evidenza la fallacia di alcune vecchie credenze e pratiche, come la credenza che col ripetersi delle temperature di posa dovessero ripetersi anche le luci di posa, e la pratica di basarsi sulla misura della temperatura dell'aria anzichè di quella del ferro per stabilire le luci di dilatazione.

II.

Ci proponiamo ora di chiarire alcuni aspetti del ciclo termico delle rotaie in opera.

Che cosa è propriamente la « temperatura di rotaia »? A rigore in ciascun punto di ogni sezione trasversale di una rotaia si ha una temperatura diversa.

Accurate ricerche hanno dimostrato che le differenze di temperatura fra punti diversi, alla superficie e all'interno, possono raggiungere in casi speciali anche alcuni gradi centigradi.

Secondo Nemeseck (1) la « temperatura di rotaia » potrebbe essere teoricamente definita come « quella temperatura ideale per la quale una rotaia, supposta uniformemente riscaldata, assumerebbe la stessa lunghezza che presenta in realtà per effetto della combinazione delle diverse lunghezze assunte dalle singole fibre diversamente riscaldate ».

Se si disponesse una rotaia su rulli assolutamente privi di attrito e la si provvedesse di un dispositivo che registrasse in modo continuo le variazioni della sua lunghezza, tale rotaia costituirebbe il vero esatto termometro di rotaia, perchè dal rapporto fra le variazioni di lunghezza ed il coefficiente di dilatazione lineare, si ricaverebbero le variazioni della temperatura ideale sopra definita.

È ovvio però che tale determinazione avrebbe solo un interesse puramente teorico.

Restando nel campo pratico, quando una rotaia è situata tutta in ombra o tutta al sole, la temperatura ideale non si differenzia molto dalla temperatura nell'interno del fungo, la quale a sua volta, nella maggioranza dei casi pratici, coincide con quella della superficie di rotolamento misurata mediante un termometro ad astuccio poggiato sulla rotaia stessa.

Pertanto, ai fini della tecnica ferroviaria, può assumersi con sufficiente approssimazione come temperatura di rotaia « quella del ferro nell'interno del fungo o sulla superfice di rotolamento ». In ciò che segue intendiamo perciò sempre riferirci a tali temperature.

III.

Come varia la temperatura di rotaia e quali differenze può presentare rispetto alla temperatura ambiente?

Una rotaia esposta al sole funziona come un accumulatore di calore. Durante il riscaldamento essa assorbe una certa quantità di calore che restituisce poi all'ambiente durante il raffreddamento.

La capacità di assorbimento dipende principalmente dalla massa del ferro.

Negli ultimi anni sono stati eseguiti in tutto il mondo numerosissimi rilievi allo scopo di chiarire il ciclo di tale accumulazione di calore.

Fra le conclusioni che se ne sono ricavate alcune assumono grande importanza per la tecnica ferroviaria. Quelle relative alle differenze fra le temperature dell'aria e del ferro possono essere così riassunte:

1) Le massime differenze, si verificano sia in estate che in inverno nelle ore di più forte insolazione, e possono raggiungere anche 25°. Cessata l'insolazione, le due temperature tendono a riavvicinarsi. Nelle giornate coperte le differenze sono di pochi gradi (fig. 1).

2) Anche in corrispondenza di temperature ambienti medie (10°-25°) possono verificarsi differenze notevolissime (fino a 20°). Ciò avviene specialmente nelle giornate

(1) *Schienenthermometer, Wärmelücken und Regeln für das Verlegen von Schienen*, « Organ für den Fortschritte des Eisenbahnwesens », 15 aprile 1931.

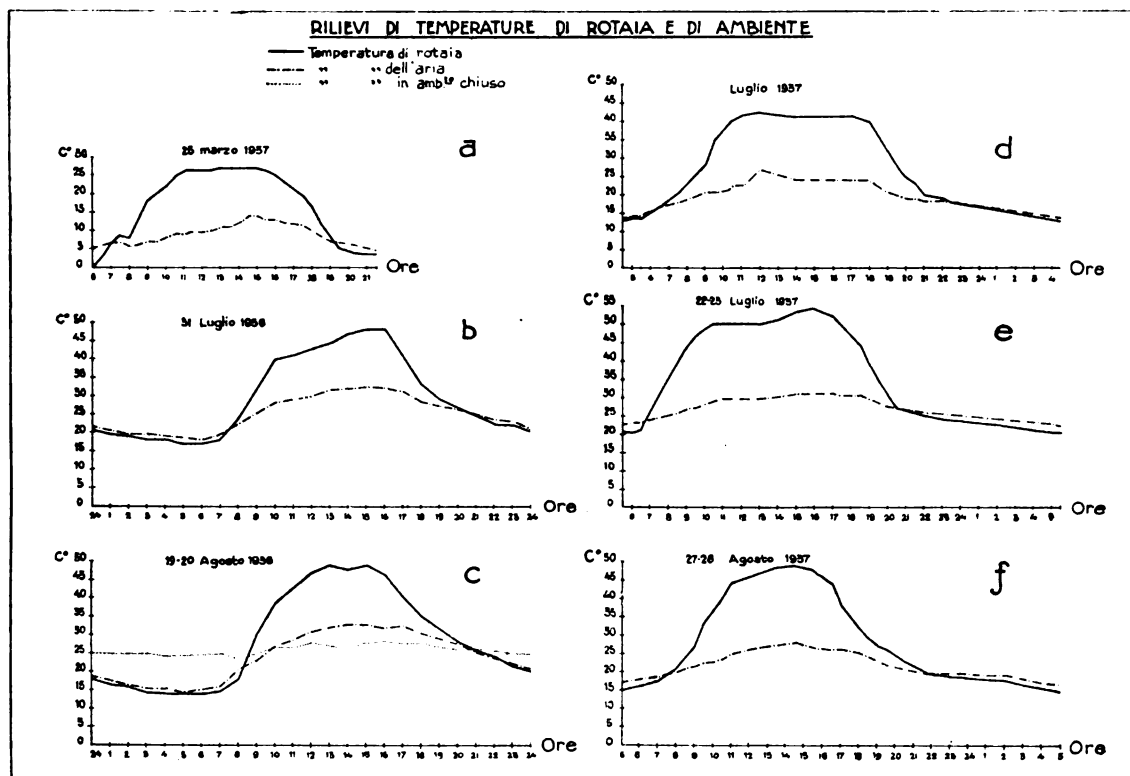



FIG. 1.

serene d'inverno, perchè in tale stagione dette temperature vengono raggiunte nelle ore di pieno sole, mentre d'estate esse si verificano all'alba (fig. 1-*a*).

3) Non è possibile stabilire alcuna legge di dipendenza della temperatura di rotaia da quella ambiente, non solo per la variabilità delle condizioni stagionali, orarie e meteoriche, ma anche perchè sulla prima influiscono anche tutti gli stati termici anteriori attraverso i quali la rotaia è passata.

Basterebbero queste conclusioni per dimostrare l'assoluta necessità di basarsi unicamente sulla temperatura del ferro per stabilire le luci di posa, ma si può ancora osservare che, per una stessa temperatura del ferro, si possono avere diverse temperature dell'aria ambiente a seconda della posizione del termometro, della sua altezza sul suolo, delle correnti d'aria, della vicinanza o meno di superfici irradianti ecc.; come pure ad un'unica temperatura ambiente possono corrispondere diverse temperature di rotaia, a seconda della massa delle rotaie, del loro orientamento, degli stati termici anteriori, ecc.

IV.

Vediamo ora in che modo e con che mezzi può eseguirsi praticamente, durante i lavori d'armamento, la misura della temperatura di rotaia.

I termometri di rotaia finora adottati dalle varie Amministrazioni ferroviarie sono di tipi diversi, ma possono raggrupparsi in tre categorie: termometri a spezzone, termometri per contatto, termometri a coppia termoelettrica.

I termometri a spezzone sono costituiti da un segmento di rotaia contenente un termometro a mercurio o metallico montato in modo che indichi la temperatura dello spezzone.

Questo viene portato nel cantiere di lavoro e collocato in prossimità delle rotaie della linea o di quelle da mettere in opera, nelle loro stesse condizioni di esposizione. Dopo qualche tempo (almeno mezz'ora), quando si può ritenere che la temperatura dello spezzone si sia stabilizzata, se ne fa la lettura, e la si assume come temperatura delle rotaie.

Le Ferrovie del Reich Germanico utilizzano il termometro a spezzone rappresentato nella fig. 2, nel quale la temperatura è indicata da un termometro a mercurio

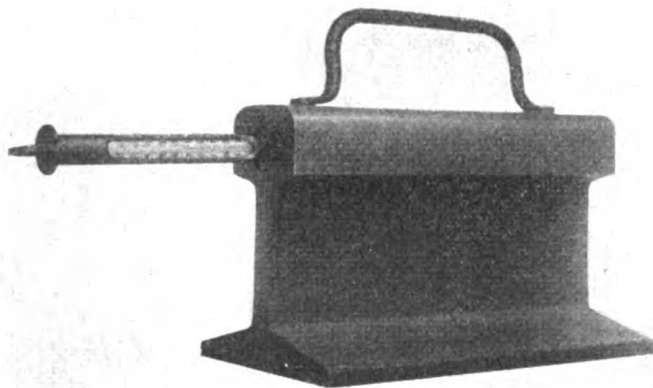



FIG. 2. — Termometro di rotaia a spezzone, con termometro a mercurio

montato in un astuccio cilindrico di metallo infilato nel fungo da una estremità dello spezzone. Per eseguire la lettura occorre sfilare l'astuccio dallo spezzone tirandolo mediante l'anello di cui è provvisto.

La fig. 3 rappresenta un tipo di termometro a spezzone utilizzato in Svizzera. In esso il termometro è del tipo metallico a quadrante ed è montato nell'anima della rotaia.

I termometri a spezzone presentano il fianco ad alcune critiche:

1) Essi indicano la temperatura dello spezzone e non quella delle rotaie. A causa della minore massa, lo spezzone ha minore capacità di accumulazione del calore e perciò la sua temperatura può superare quella delle rotoie o restarne al disotto. Inoltre sono diverse le perdite di calore per conduzione attraverso gli ancoraggi.

2) Occorre attendere molto tempo prima di poter eseguire la lettura.

3) Sono ingombranti e pesanti, e richiedono molto consumo di ferro.

Nella categoria dei termometri per contatto rientrano tutti quei termometri che sono adatti a indicare la temperatura delle rotaie semplicemente stando appoggiati su di esse con le parti sensibili a contatto del ferro. Il funzionamento di tali termometri è fondamentalmente diverso da quello dei termometri a spezzone: mentre questi ultimi dànno indicazioni tanto più esatte quanto più la loro massa si avvicina a quella

delle rotaie, per i termometri a contatto sarebbe desiderabile che la massa conduttrice fosse nulla, affinchè essi possano indicare la temperatura della rotaia senza risentire delle variazioni termiche dovute all'assorbimento o alle perdite di calore subìti dalla propria massa. In pratica dunque bisogna ridurre al minimo possibile tale massa.

Per il motivo suddetto si ritiene che non possano dare indicazioni esatte i termometri metallici a quadrante che in alcuni paesi vengono adoperati come termometri

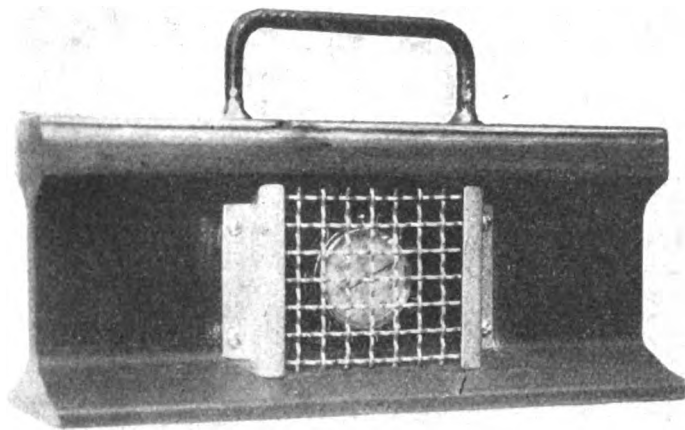



FIG. 3. — Termometro di rotaia a spezzone, con incorporato termometro metallico a quadrante

di rotaia per contatto poggiandoli semplicemente sul fungo (1), dato che tali termometri hanno una notevole massa conduttrice propria (spirale bimetallica, accessori e cassa), a meno che non siano di costruzione speciale.

Un buon termometro di rotaia per contatto deve dunque essere costituito da un astuccio di sostanza coibente contenente un termometro molto sensibile. Gli scambi di calore tra le parti sensibili del termometro e il ferro della rotaia devono aver luogo per conduzione attraverso una piastrina di contatto ad altri organi aventi la minima massa possibile. Anche la massa sensibile del termometro (mercurio o altro mezzo) deve essere minima. Un ottimo isolamento termico deve assicurare che non si verifichino scambi di calore fra il termometro e l'astuccio o l'ambiente.

Non consta che un simile termometro di rotaia per contatto sia stato finora costruito e adottato da parte di Amministrazioni Ferroviarie.

I termometri della terza categoria sono costituiti da una coppia termoelettrica capace di indicare la differenza di temperatura fra un qualunque oggetto e un altro avente temperatura nota.

L'indicazione è istantanea e tanto più precisa quanto più detta differenza è grande.

In pratica, specialmente sulle linee ferroviarie, non è facile disporre di un og-

(1) Rapporto del sig. Ridet alla 13ª Sessione dell'Association Internationale du Congrès des Chemins de Fer. « Bulletin de l'A. I. d. C. C. F. », dicembre 1936, pag. 1545.

getto la cui temperatura sia nota con la necessaria esattezza. Si può utilizzare la temperatura del corpo umano, oscillante intorno ai 37°, ricavandola dalla stessa persona che manovra l'apparecchio. Su tale concetto si basa il termometro a coppia termoelettrica indicato nella fig. 4, che costituisce indubbiamente una geniale e indovinata realizzazione di un costruttore tedesco.

Risulta che le coppie termoelettriche vengono utilizzate in America per misurare la temperatura delle rotaie, ma c'è da ritenere che esse non costituiscano il mezzo co-

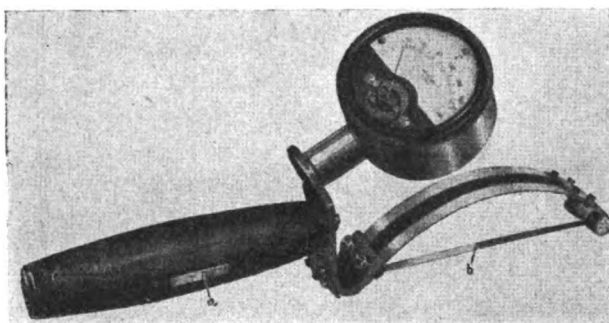



FIG. 4. — Termometro a coppia termoelettrica. Il nastro b viene messo a contatto dell'oggetto di cui si vuol misurare la temperatura, mentre la piastrina a assume la temperatura della mano dell'operatore (circa 37°)

munemente adoperato durante i lavori d'armamento. Si tratta infatti sempre di apparecchi elettrici delicati e costosi, adatti più per operazioni di controllo in officina o in laboratorio, che per essere adoperati correntemente dal personale di linea.

V.

Esaminati in tal modo i vari possibili tipi di termometri di rotaia finora realizzati all'estero vediamo adesso quanto si è fatto in questo campo in Italia.

Il problema che le Ferrovie dello Stato si sono poste recentemente consisteva nel creare un tipo di termometro di rotaia capace di soddisfare ogni esigenza tecnica e pratica e cioè:

— capace di indicare la temperatura della rotaia in brevissimo tempo e con approssimazione non superiore a 1°;
— maneggevole e robusto;
— economicamente conveniente.

Si cominciò col creare un termometro a spezzone derivato da quello tedesco con notevoli miglioramenti. Ne risultò il termometro rappresentato nelle figg. 5 e 6 nel quale, a differenza del modello tedesco, il termometro a mercurio è inamovibile dallo spezzone essendo il suo bulbo annegato in amalgama di rame versata nel foro allo scopo di assicurare un ottimo contatto col ferro. Per eseguire la lettura basta aprire una portella scorrevole ricavata nel fungo, la quale mette allo scoperto la graduazione. Le superfici d'estremità dello spezzone sono protette da uno strato di amianto allo scopo di evitare scambi di calore attraverso di esse, ed avvicinarsi alle condizioni di una lunga rotaia.

L'esperienza ha dimostrato che questo tipo di termometro è più comodo di quello tedesco e funziona bene, salvo i difetti comuni a tutti i termometri a spezzone, di cui si è già parlato.

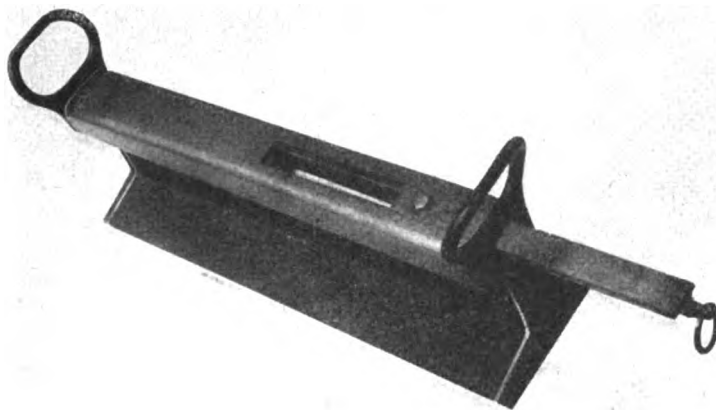



Fig. 5. — Termometro di rotaia a spezzone, tipo F. S.

ARMAMENTO FS.50° e FS.46°

Termometro per la misura della temperatura delle rotaie

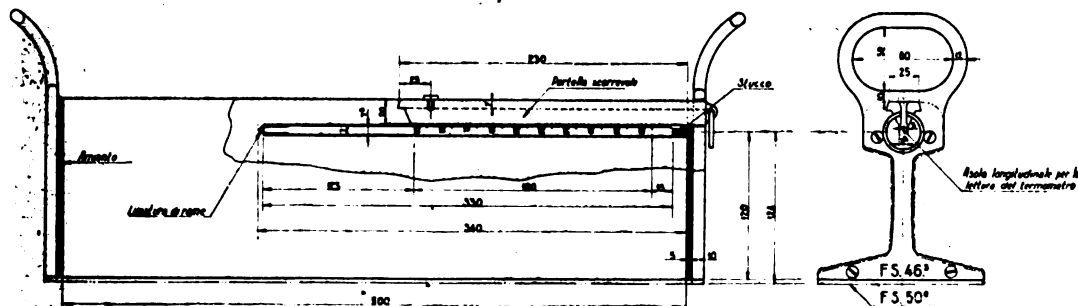



Fig. 6.

Mentre il suddetto tipo di termometro veniva sperimentato, si iniziarono gli studi per la realizzazione di un termometro per contatto, seguendo i criteri generali sopra esposti.

Le figg. 7, 8 e 9 mostrano il primo termometro di tal genere che fu costruito. Esso era costituito da un astuccio di legno contenente un termometro a mercurio il cui bulbo era avviluppato da un bicchierino di rame saldato alla piastrina di contatto. Affinchè quest'ultima costituisse l'unico organo di presa della temperatura era previsto un opportuno isolamento termico intorno al vetro.

Per studiare il comportamento di tale termometro furono fatte numerose prove in confronto con quello a spezzone. Ne risultò l'opportunità di migliorare il contatto fra piastrina e ferro, e di diminuire la massa conduttrice degli organi sensibili per evi-

tare ogni tendenza di essi ad accumulare calore per proprio conto, e quindi a influenzare le indicazioni. Per realizzare tali scopi si studiò un sistema di grappe elastiche

FIG. 7. — Termometro di rotaia per contatto ad astuccio di legno: primo modello realizzato dalle F. S.

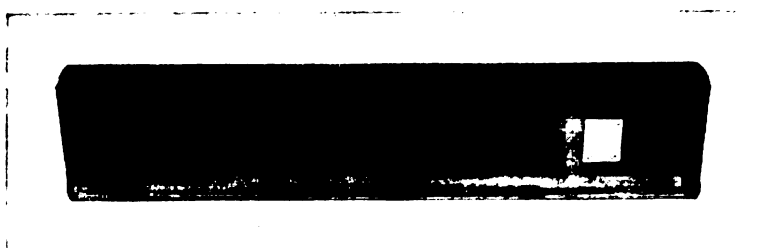



FIG. 8. — Lo stesso, visto da sotto, con la piastrina sensibile di rame

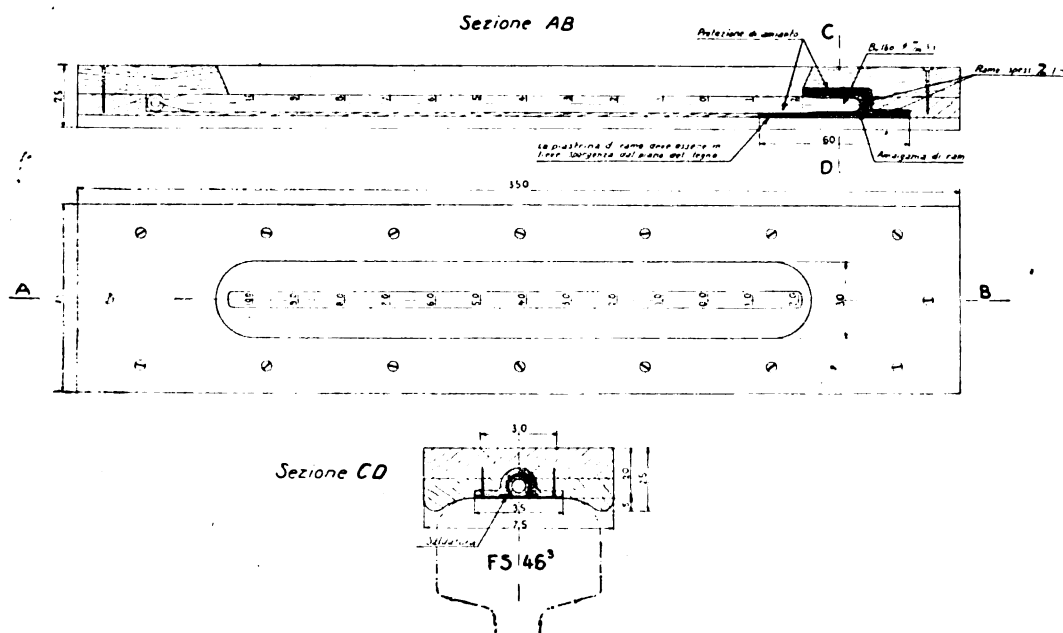



FIG. 9.

abbraccianti il fungo e capaci di sviluppare una notevole forza di aderenza fra la piastrina sensibile e la rotaia, e si diminuirono il più possibile gli spessori della piastrina e del bicchierino, nonchè la quantità del mercurio contenuto nel bulbo.

Si pervenne così al termometro di rotaia rappresentato nelle figg. 10 e 11 montato in astuccio d'alluminio. Per migliorare la facilità di lettura si adattò un termometro del tipo a camicia, con colonna di mercurio schiacciata e scala piana.

Cominciarono quindi le prove di questo termometro.

Si notò subito che il sistema delle grappe a molla riusciva efficace solo sulle rotaie aventi quel profilo per cui le molle erano state proporzionate. Per poter utilizzare tale sistema con rotaie di profilo diverso o comunque logorate sarebbe stato necessario introdurre complicazioni inadeguate.

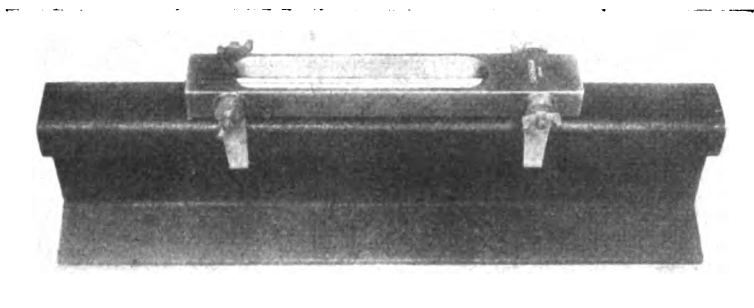



FIG. 10. — Termometro di rotaia per contatto, ad astuccio d'alluminio con grappe d'aderenza

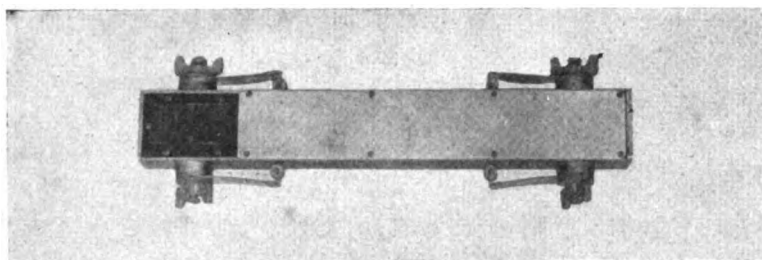



FIG. 11. — Lo stesso, con le grappe ripiegate, viste da sotto

Inoltre risultò che, malgrado la cura posta nell'isolamento, il termometro risentiva dell'accumulazione di calore esercitata da parte dell'astuccio d'alluminio, per cui avveniva che, dopo lunga esposizione al sole, la temperatura da esso indicata sorpassava notevolmente quella indicata da un termometro a spezzone usato come controllo.

Per eliminare tali inconvenienti, si pensò di sostituire le grappe elastiche con delle calamite, di ritornare all'astuccio di legno e di applicarvi anche un coperchio per sottrarre il termometro ai raggi del sole.

Si pervenne così in definitiva al termometro rappresentato nelle figg. 12 e 13 e nella Tav. VIII il quale, *sperimentato in confronto con i termometri a spezzone, ha dimostrato di dare sempre indicazioni perfettamente parallele a quelle di questi ultimi.*

Altre prove, eseguite in confronto con coppie termoelettriche di precisione, hanno messo in evidenza che il termometro in parola assume in ogni caso la temperatura della rotaia in non più di 6 minuti con l'approssimazione di mezzo grado, e che quindi il suo funzionamento può considerarsi pienamente soddisfacente.

Alcune particolarità costruttive del nuovo termometro per contatto meritano speciale menzione (vedi Tav. VIII).

Le calamite sono di una speciale lega Al-Ni brevettata, che possiede una capacità di magnetizzazione molto superiore a quella dell'acciaio. Inoltre esse sono provviste di espansioni polari di ferro dolce che aumentano ancora tale capacità. Pertanto ciascuna calamita è capace di esercitare una forza attrattiva media di ben 1300 gr., pari a circa 26 volte il proprio peso.

Il termometro è del tipo a camicia piegato a gomito; è molto sensibile e contiene pochissimo mercurio.

L'isolamento termico è realizzato mediante materiali particolarmente adatti.

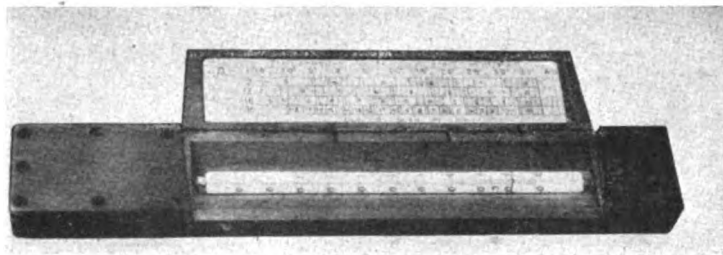



Fig. 12. — Termometro di rotaia per contatto, ad astuccio di legno con coperchio

Fig. 13. — Lo stesso, visto da sotto: notare la piastrina sensibile e le calamite d'estremità

L'astuccio dei primi modelli è di legno bosso, particolarmente indeformabile. Non è escluso però che nella costruzione in serie dei molti termometri che occorreranno per costituire la dotazione del personale di linea non risulti la convenienza economica di ricavare l'astuccio per stampaggio o per fusione da un'adatta sostanza coibente.

Nell'interno del coperchio dell'astuccio trova posto la tabella delle luci di dilatazione incisa su una piastrina d'alluminio.

VI.

Con la realizzazione del termometro di rotaia per contatto ora descritto, si ritiene di avere risolto nel migliore dei modi il problema propostoci, in quanto detto termometro, mentre soddisfa pienamente dal punto di vista tecnico, corrisponde anche alle esigenze pratiche di maneggevolezza, robustezza e convenienza economica, e inoltre è costituito con materiali nazionali, in conformità delle condizioni imposte dalla battaglia autarchica che stiamo combattendo e che vinceremo.

Nuova linea di segnalamento e telefonica Voghera-Piacenza delle Ferrovie dello Stato

Scopo e tracciato.

La linea è in sede ferroviaria, a 2 metri dalla rotaia più vicina. Dovendo corrispondere alle esigenze del segnalamento e blocco ha la particolare caratteristica che variare continuamente il numero dei conduttori. In piena linea i conduttori sono 6 ma nelle stazioni salgono a 9, 12, 15, 17, 19 poi 21 e anche 30; di qui la necessità di avere tutta una serie di pali normali (di rettifilo) calcolati, rispettivamente per 6, 10, 12, 15, 17, 21 e 30 conduttori e poi una serie di sostegni di amarraggio per tutti i punti della linea dove cambia il numero dei conduttori. In totale si ebbero così 27 tipi diversi di sostegni, senza tener conto di quelli speciali più lunghi per gli attraversamenti incontrati lungo il percorso.

Conduttori - Mensole - Perni - Isolatori.

I conduttori sono in ferro zincato da 2 2 mm. di diametro; gli isolatori del solito tipo mod. 1-1920. La distanza verticale ed orizzontale fra i conduttori è di 30 cm. ed i fili di due traverse adiacenti, salvo i 4 telefonici che sono stati posti in alto al centro della 1ª e 2ª traversa, sono giacenti in piani verticali diversi.

Le traverse sono del solito tipo in ferro ad L da 60 × 60 × 6, fissate con bulloni a due montanti di L. 35 × 35 × 5 i quali sono collegati al palo con collari in tondi di diametro 14 mm.

Le giunzioni dei fili sono state eseguite col sistema « Union », in posizione tale da risultare in prossimità degli appoggi.

Per la legatura agli isolatori è stato impiegato filo ferro zincato da mm. 1,5, in spezzoni da m. 1,20.

Solo i fili, telefonici (4) sono stati cordati ogni Km. circa.

Il franco del suolo è stato tenuto di m. 4,50. La tesatura dei conduttori è stata fatta con le ipotesi seguenti: temperatura minima una pressione di 60 Kg/mq su superficie cilindrica; temperatura massima + 40° con filo scarico. Carico massimo di lavoro 13 Kg/mmq di conduttore.

Le campate in rettifilo sono di **70 m.**

Sostegni.

I sostegni sono stati calcolati in base all'azione del vento sui fili e sui sostegni stessi, valutata in 100 Kg/mq per superfici piane ed in 60 Kg/mq per superfici cilindriche.

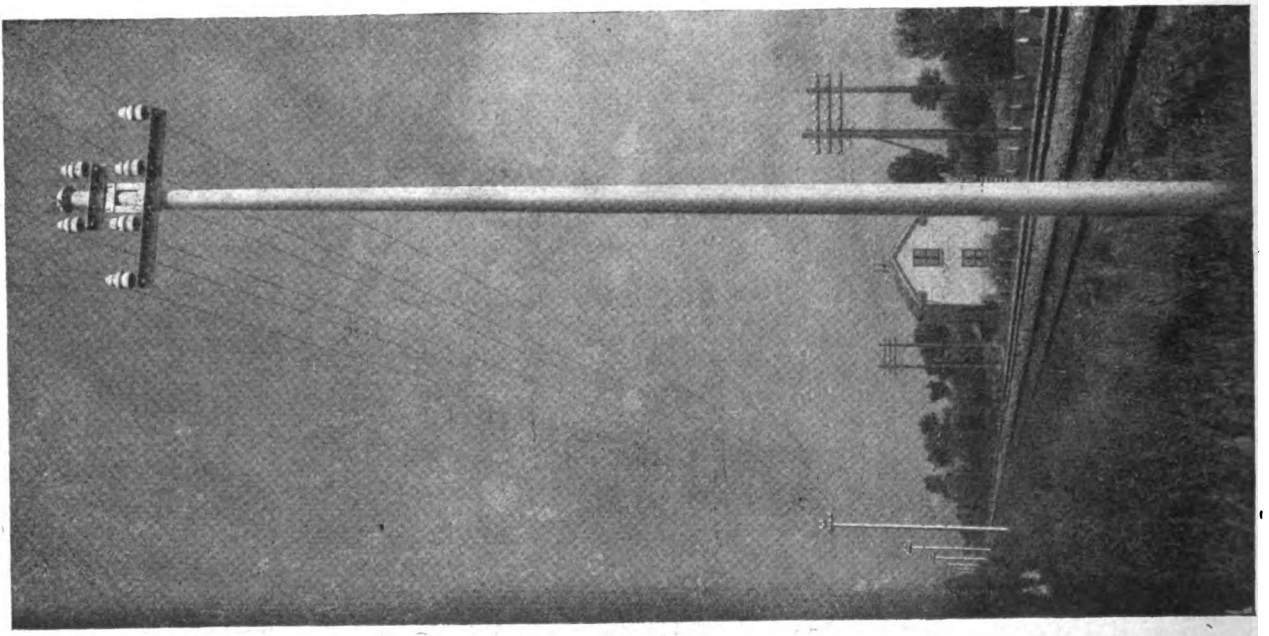



Fig. 1. — Palo normale per il tronco a 6 fili

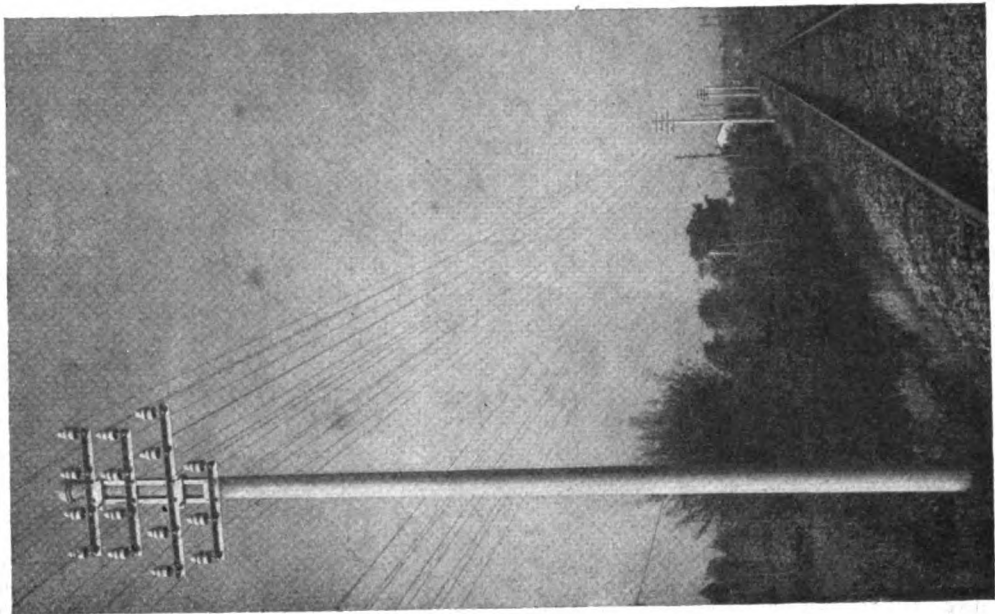



Fig. 2. — Palo normale per i tronchi a 15 fili

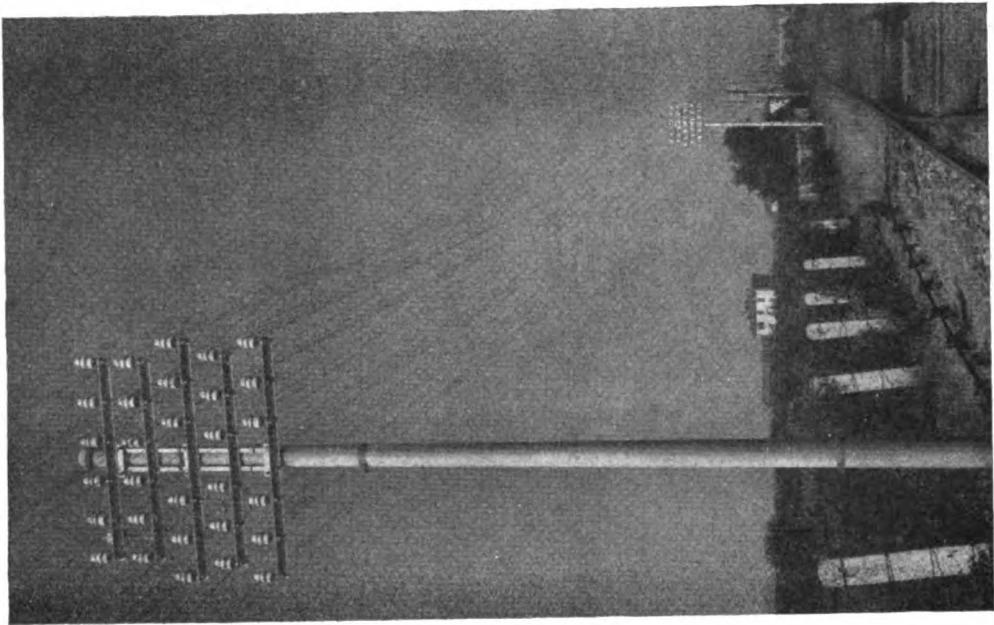



Fig. 3. — Palo normale per i tronchi a 30 fili

Per gli ancoraggi ciascun filo si suppose esercitante un tiro di 150 Kg. e lo stesso tiro si prese per base nel calcolare i sostegni di angolo.

Il coefficiente di sicurezza (rapporto fra il carico di rottura ed il carico di lavoro) è stato tenuto di 2 per i pali normali in rettifilo e di 3 per i pali d'amarro, d'angolo e speciali.

I pali sui quali agisce uno sforzo totale riportato alla sommità non superiore a 300 Kg. sono stati semplicemente infissi nel terreno, senza blocco di fondazione. Per i pali con sforzo in testa superiore ai 300 Kg. sono state costruite fondazioni in calcestruzzo le quali reagiscono al rovesciamento dei pali con stabilità da 1,15 a 1,25 tenendo conto del peso della terra verticale alla risega.

I pali normali sono i seguenti:

per	6	fili	tipo	7.5/100/2/9-20.5	senza blocco	affondamento	1,20	m.
»	15	»	(allungam.)	9.8/225/2/12-27	»	»	1,50	»
»	17	»	»	8.1/250/2/14-26	»	»	1,40	»
»	21	»	»	7.90/250/2/14-26	»	»	1,40	»
»	24	»	»	7.90/300/2/14-26	»	»	1,40	»
»	30	»	»	8.00/350/2/14-26	con blocco fondazione	. .	1,20	»

N. B. — I numeri caratteristici di ciascun tipo di palo indicano, nell'ordine in cui sono posti, la lunghezza del palo, il carico di lavoro riportato alla sommità, il relativo coefficiente di sicurezza, il diametro del palo alla base, il diametro in sommità.

I blocchi di fondazione con pali speciali sono stati tutti costruiti col piano superiore 30 cm. sotto il piano del terreno.

COSTRUZIONI E RISULTATI.

La SCAC eseguì la picchettazione con grande rapidità appoggiandosi alla più vicina rotaia, ma rilevando esattamente l'andamento planimetrico cioè l'apertura degli angoli esistenti sui pali in curva ed il profilo di tutti gli attraversamenti (linee elettriche, telegrafiche, e strade) poi curò la fornitura e posa in opera dei pali e dei mensolaggi nonchè la posa dei perni, isolatori e fili forniti dall'Amministrazione.

I pali sono stati scaricati ai passaggi a livello e poi accostati a picchetto a mezzo carrello spinto a braccia, non essendo possibile avvicinarsi per strade ordinarie perchè nessuna strada corre accanto alla ferrovia, ma tutte la tagliano normalmente.

I pali messi in opera sono 785 con un totale di mc. 300 di calcestruzzo per 163 pali. Gli isolatori montati N. 11 ed i fili tesati. Km. 629. Il lavoro, iniziato al 1° ottobre 1933, fu ultimato in 140 giorni naturali, con un anticipo di 16 giorni sul termine fissato nel capitolato d'appalto.

LIBRI E RIVISTE

La sigla (B. S.) preposta ai riassunti contenuti in questa rubrica significa che i libri e le riviste, cui detti riassunti si riferiscono, fanno parte della Biblioteca del Collegio Nazionale degli Ingegneri ferroviari italiani, e come tali possono aversi in lettura, anche a domicilio, dai Soci del Collegio, facendone richiesta alla Segreteria.

(B. S.) Il refrigeramento ad acqua delle ruote frenate fino al surriscaldamento (*Glasers Annalen,* 1° settembre 1938).

La ferrovia americana Southern Pacific ha avuto da lamentare parecchie avarie di ruote dei treni a sagoma aerodinamica, a vapore o a motori Diesel, provocate dalle frenature. La causa di ciò va ricercata nell'eccessivo riscaldamento del disco della ruota, che si verifica in seguito a prolungate frenature, specialmente nei tratti montani. Si è impiantata perciò sui tender e sulle automotrici una conduttura d'acqua, la quale, mediante ugelli, spruzza le ruote. La valvola ad aria compressa che comanda l'afflusso dell'acqua viene azionata dal freno. Per evitare il congelamento delle tubazioni durante l'inverno, le condutture stesse possono dopo l'apertura dei freni, essere soffiate con aria compressa. Secondo le esperienze fatte, il refrigeramento delle ruote del tender fatto mediante l'acqua di caldaia, sarebbe notevolmente più efficace. Infatti l'acqua fredda assorbe una quantità di calore minore che non l'acqua calda, la quale evapora assorbendo una forte quantità di calore. — F. Bagnoli.

(B. S.) Velocità maggiori - Pesi minori (*The Railway Gazette,* 18 novembre 1938).

La richiesta di velocità sempre maggiori per il servizio viaggiatori riporta in primo piano il problema del peso dei treni in rapporto alla potenza delle locomotive. È desiderabile tuttavia che le forti velocità siano realizzate a costo di riduzioni del peso dei treni non maggiori di quelle che sono strettamente necessarie, il che può essere stabilito soltanto in base a prove.

A questo riguardo la rivista americana « Railway Mechanical Engineer » osserva che alcune amministrazioni sono troppo facili ad apportare draconiane riduzioni nel peso dei treni ogni qual volta vengano ristretti i tempi d'orario. Si citano casi di riduzioni del 50 % ma è notevole un caso in cui, mentre si era ridotto da 2700 a 1500 il tonnellaggio per una certa classe di locomotive allo scopo di ottenere una corsa puntuale in un orario accelerato, in seguito risultò che le stesse locomotive potevano trainare 1800 T. osservando l'orario, senza particolari difficoltà. — G. Robert.

(B. S.) La temperatura delle rotaie studiata presso le ferrovie polacche (*Inzynier Kolejowy,* luglio 1938).

Esposte le ragioni che impongono un esame sempre più accurato del comportamento delle rotaie (che si tende ad impiegare in tratti di sempre maggiore lunghezza) al variare della temperatura, l'A. descrive le esperienze eseguite a tale scopo nel 1937 e precisamente in due mesi estivi (luglio e agosto) e due autunnali (settembre e ottobre) in un tratto di linea presso Varsavia. Detta linea è armata con rotaie di m. 15, del peso di 42,5 Kg./ml., su 22 traverse poggianti su massicciata di pietrisco. Anzitutto, durante tale periodo, si misurarono, a intervalli di tempo uguali, durante il periodo dalle 8 alle 15 di ciascun giorno, le temperature delle rotaie. A tale scopo veniva adoperato il termometro indicato nella fig. 1. Contemporaneamente venivano notate le variazioni della temperatura dell'aria all'ombra, secondo le osservazioni della più prossima stazione metereologica. Si è ottenuto così il diagramma comparativo rappresentato dalla fig. 2.

A tale proposito è bene osservare che le differenze tra le temperature della rotaia e quella dell'aria si verificano non soltanto in seguito all'azione immediata dei raggi solari. Infatti si sono osservate notevoli differenze anche in giornate nuvolose, contrassegnate con una crocetta sopra l'asse delle ascisse del citato diagramma. L'osservazione di detto diagramma porta a interessanti considerazioni di vario genere, su cui l'A. si sofferma. Fra l'altro, si sono esaminati, più particolarmente

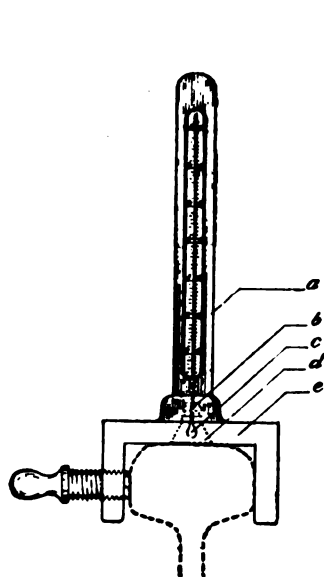



Fig. 1. — Termometro per la misura della temperatura delle rotaie.

a = involucro di legno.
b = guarnizione per garantire la tenuta.
c = serbatoio del mercurio nel tubetto calibrato.
d = serbatoio del mercurio a contatto della rotaia.
1 = organo di fissaggio in legno.

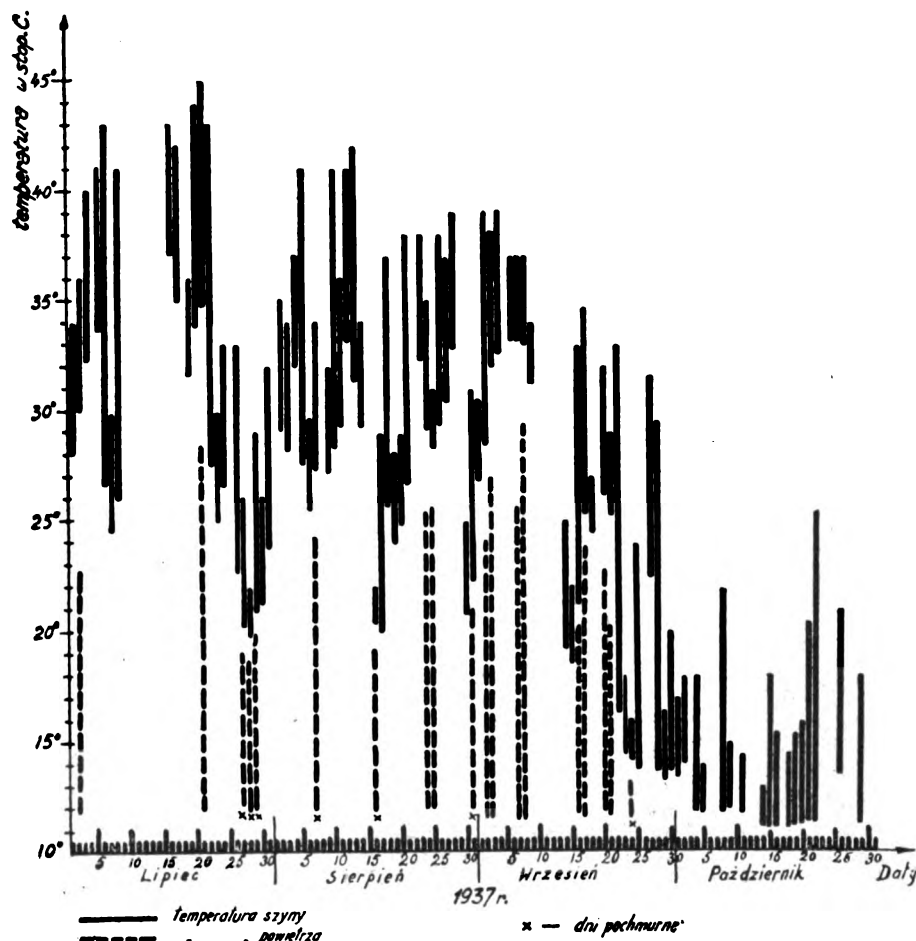



Fig. 2. — Diagramma delle temperature massime diurne della rotaia e dell'atmosfera.
co stop. C. = in gradi centigradi.
Lipieo = luglio; Sierpien = agosto; Wrzesie = settembre; Pazdziernik = ottobre.
——— temperatura della rotaia.
- - - - - temperatura dell'atmosfera.
× giornate coperte.

per alcune determinate giornate, gli andamenti delle variazioni di temperatura dell'aria e di quella delle rotaie. Il diagramma fig. 3 si riferisce appunto alle osservazioni fatte dalle ore 10 del giorno 24 agosto alle ore 16 del giorno successivo.

L'articolo passa quindi alle ricerche eseguite per studiare appunto l'influenza della temperatura sul comportamento deile rotaie. Le esperienze eseguite furono le seguenti:

1) osservazione dei movimenti di ambedue le estremità della rotaia, appoggiata sulle normali traverse, e fissata con chiavarde normalmente avvitate;

2) osservazione come sopra, però con le chiavarde svitate;

3) osservazione del movimento di 3 punti della rotaia, situati alla distanza di m. 2,16; 5,07; 7,50 dalla mezzeria. La rotaia si trovava nelle condizioni esposte al punto 1;

4) osservazione del movimento delle due estremità della rotaia, poggiante su traverse di ghisa, con interposizione di traverse di pioppo. Le chiavarde che fissavano la rotaia erano avvitate normalmente;

5) osservazione del movimento di 3 punti (come sul 3), trovantisi nelle condizioni indicate nel precedente punto.

Le misurazioni dei movimenti dei punti erano fatte col metodo fotografico, cioè mediante due apparecchi speciali. Quando si trattava di osservare tre punti differenti, la misurazione dei movimenti del terzo punto era fatta mediante un livello di precisione con prisma ottico, che permetteva di eseguire letture con un'approssimazione di 0,05 mm. Per potere misurare i movimenti orizzontali mediante il livello, i movimenti stessi venivano rotati di un angolo retto, mediante il sistema di prismi di una delle macchine fotografiche (vedi fig. 4). Speciali accorgimenti furono impiegati allo scopo di evitare errori causati da movimenti del livello; per sicurezza, furono stabiliti all'uopo punti fissi di riferimento, costituiti da sbarre di ferro, disposte entro tubi da gas, fissate in vicinanza della rotaia, nella profondità della massicciata (vedi fig. 5).

Fig. 3. — Diagramma comparativo delle temperature della rotaia e dell'atmosfera.
——— curva della temperatura della rotaia.
- - - - - curva della temperatura dell'atmosfera.
(Dati dall'osservatorio metereologico più viciniore)

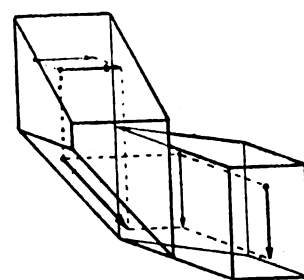



Fig. 4. — Sistemi di prismi per ruotare l'immagine di 90°.

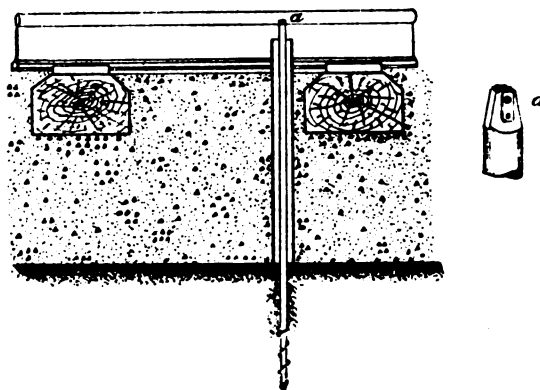



Fig. 5. — Punto fermo per l'osservazione dei movimenti della rotaia sotto l'influenza della temperatura.

In tal modo si poterono stabilire vari diagrammi, relativi alle variazioni di lunghezza della rotaia, nei vari punti, in funzione della temperatura, alle varie condizioni di posa della rotaia stessa. Riportiamo, a titolo di esempio, (vedi fig. 6), un diagramma che potremmo chiamare « medio », in quanto si riferisce alla media degli allungamenti dei vari punti.

È interessante conoscere i seguenti risultati delle numerose esperienze eseguite:

1) La temperatura delle rotaie, in giornate assolate, estive, raggiunge abbastanza spesso (in Polonia) i 40 ÷ 45° C.

2) La massima differenza tra le temperature massime diurne delle rotaie osservate durante i 4 mesi, da luglio a ottobre compresi, è arrivato a 32° C.

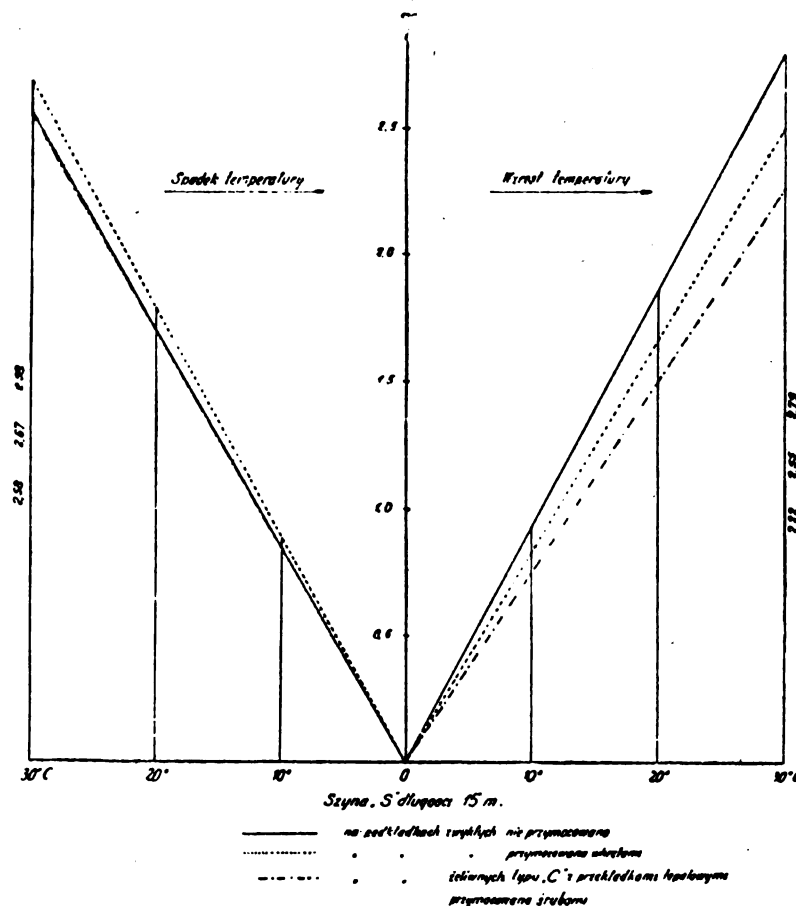



FIG. 6. — Diagramma comparativo delle variazioni della lunghezza della rotaia in corrispondenza di diminuzione o di aumento della temperatura.

——— ⎫
. . . . ⎬ Le diverse linee si riferiscono a sistemi di appoggio diversi.
—.—.— ⎭

3) La temperatura della rotaia può superare quella dell'aria, in giornate assolate, di circa il 50 %; in giornate nuvolose, di circa il 30 %.

4) Nel caso della rotaia da 15 m., in condizioni di posa normale, i sistemi di fissaggio influiscono relativamente poco sul cambiamento di lunghezza, sotto l'influenza delle oscillazioni di temperatura. La rotaia ha la tendenza all'allungamento all'incirca proporzionate.

5) Il coefficiente medio di dilatazione dell'acciaio, di cui è costituita la rotaia, risultante praticamente dalle osservazioni fatte è superiore a quello normalmente applicato dalle Ferrovie dello Stato Polacche (α = 0,0000105); esso è uguale a 0,0000119. — F. BAGNOLI.

(B.S.) Le nuove applicazioni degli acciai speciali fusi (*Memoires de la Société des Ingenieurs Civils de France*, marzo-aprile 1938).

In questa breve nota l'A. dà alcune indicazioni sugli acciai speciali fusi e sulle attuali tendenze delle loro applicazioni. Gli acciai fusi hanno incontrato, fino a poco tempo fa, scarso favore a causa delle difficoltà di ottenere dalla fonderia pezzi soddisfacenti e certi acciai che forgiati o laminati hanno caratteristiche meccaniche, chimiche ed elettriche di primo ordine, sono

scartati a vantaggio di altri che meglio si prestano a dare, per fusione, pezzi sani ed esenti da difetti.

I vari tipi di acciaio fuso, vengono esaminati alla stregua del loro impiego che può essere:

A) Impiego a freddo richiedente caratteristiche meccaniche superiori e speciali;

B) Impiego a caldo richiedente caratteristiche meccaniche particolari;

C) Impiego a caldo e a freddo dove intervengono sopratutto questioni di corrosione.

A. — Le applicazioni di questo genere sono innumerevoli e si incontrano quasi ogni volta che si deve risolvere un problema di alleggerimento di strutture. Gli acciai più comuni sotto questo aspetto sono quelli al nichel-cromo con o senza molibdeno.

Questi acciai presentano i seguenti vantaggi rispetto a quelli al carbonio: mediante opportuni trattamenti termici si può loro conferire un'estesa gamma di durezze e di resistenze alla trazione senza che la resilienza scenda a valori troppo bassi; il loro limite elastico è circa doppio che per gli acciai al carbonio e le loro proprietà di fonderia sono relativamente buone. A titolo di esempio si riportano i dati caratteristici di due tipi di acciaio della famiglia considerata:

Resistenza alla trazione	75	95	Kg./mmq.
Limite apparente di elasticità . .	52	75	»
Allungamento	12 %	10 %	»
Resilienza U. F.	6	7	Kgm.

Questi tipi di acciaio si impiegano in tutti quei casi in cui, oltre ad essere necessarie qualità superiori di resistenza, si devono soddisfare particolari esigenze quali resistenza all'usura, alla azione di urti ripetuti, ecc., come si riscontrano nel materiale ferroviario e tranviario, nelle macchine escavatrici, ecc.

In molti casi sono preferibili, anche per ragioni di economia, gli acciai al cromo o al cromo-molibdeno che hanno requisiti simili ai precedenti eccetto la resilienza che è alquanto minore. Quindi sono adatti in tutti quei casi in cui la questione degli urti è meno importante.

Meritano un cenno speciale gli acciai col 4.5 ÷ 6 % di cromo e 0.45 % di molibdeno che, trattati per durezze elevate, hanno dato risultati sorprendenti nella parte rotante delle pompe aspiranti per draghe e apparati simili.

A questa famiglia si ricollegano quelle degli acciai al manganese (0.50 %) e silicio (0.25 %) di classico impiego nella costruzione delle molle, ma che hanno caratteristiche sfavorevoli per la fonderia. Con aggiunta di cromo questi acciai sono usati in America per ingranaggi molto sollecitati.

Si deve infine segnalare la famiglia degli acciai al vanadio molto interessanti per l'affinazione esercitata da questo elemento sulla struttura della lega e per l'azione benefica sulle proprietà di fonderia. Sono usati in America nella costruzione delle fiancate di locomotive.

B. — Lo sviluppo nell'applicazione industriale degli acciai di cui in appresso è dovuto allo studio sistematico, eseguito solo in questi ultimi anni, del limite elastico dei materiali in funzione del tempo. Si sa che materiali caricati molto al di sotto del loro limite elastico, possono subire deformazioni permanenti quando la durata dell'azione eccede certi limiti. Questo fenomeno è favorito, per molti materiali ed in particolare per l'acciaio, da valori elevati della temperatura. Tra gli acciai che presentano un buon comportamento a questo riguardo si devono annoverare quelli al nichel cromo molibdeno, che sono perciò molto indicati per pezzi soggetti all'azione di liquidi caldi a pressione elevata (rubinetterie, ecc.). Quando intervengono anche azioni abrasive come nelle apparecchiature per raffinerie di petrolio, sono più indicati gli acciai senza nichel come quelli al cromo molibdeno (4.5 ÷ 6 % Cr.; 0.4 ÷ 0.6 % Mo) o al Cromo-Tungsteno (4.5 ÷ 6 % Cr.; 0.8 ÷ 1.2 ÷ Tu).

C. — Per pezzi fusi, gli acciai più adatti per queste applicazioni sono quelli al 18 % di Cr e 8 % di Nichel, oppure quelli al 24 ÷ 28 % di Cr. I materiali del primo tipo quando vi siano azioni

abrasive senza la presenza di temperature elevate; quelli del secondo quando anche la temperatura abbia una certa importanza. In questi ultimi anni si è assistito ad un orientamento di preferenze verso i prodotti del secondo tipo per ragioni economiche e perchè in fonderia dànno migliori risultati.

L'aggiunta di piccole quantità di molibdeno o titanio conferisce a questi acciai maggior resistenza all'abrasione. Si devono infine segnalare gli acciai rapidi per utensili e quelli al cobalto o al nichel-alluminio molto impiegati nella costruzione di magneti, lamine per altoparlanti di grande potenza e apparecchi elettrici di misura. — L. La Magna.

(B. S.) Studi sperimentali in corso nel Belgio sull'azione del vento (*Engineering*, 6 maggio e 3 giugno 1938).

L'adozione, nelle costruzioni, di materiali con alte caratteristiche elastiche e quindi di minor peso a parità di resistenza agli sforzi, richiamò l'attenzione sull'importanza delle azioni orizzontali ed in particolare di quelle del vento cui sono soggetti certi tipi di costruzioni a sviluppo prevalentemente verticale.

Le regole e le formule che normalmente ancora adesso si applicano (Eiffel) per determinare il valore della spinta statica del vento di data velocità su un elemento di costruzione, debbono ritenersi ormai superate in quanto non tengono conto di tutti i fenomeni che si verificano.

Perciò l'Associazione Belga per l'Unificazione propose di istituire una serie di esperienze sistematiche aventi lo scopo di far luce, quanto possibile, sulle vere caratteristiche del fenomeno e di aggiornare le regole e le formule che presiedono al calcolo delle pressioni.

Le esperienze istituite sono state divise in due gruppi: *a)* esperienze su strutture verticali al vero accompagnate da studi su modelli alla galleria del vento; *b)* esperienze su pannelli piani ed elementi di facciata di edifici; le prime si svolgono a Zeebrugge, le altre a Liegi e sono tuttora in corso.

Esperienze di Zeebrugge. — L'istallazione sperimentale consiste in una torre a traliccio per sostegno di fili trasportatori di energia elettrica, alta m. 29,50, di sezione rettangolare ed ancorata in un blocco di fondazione in calcestruzzo.

L'intera costruzione è sospesa mediante un sistema di tiranti, di supporti a sfere e di grosse travi in ferro ed appoggiata sui muri di una capanna, destinata ad ospitare gli osservatori e gli apparecchi di misura e che ne circonda la base (fig. 1). La torre è così libera di spostarsi e di oscillare sotto l'azione di spinte orizzontali. In corrispondenza dei quattro supporti sono collocati dei dinamometri elettrici (*c*) dai quali si rilevano i valori delle pressioni verticali.

Vi sono poi altri 6 dinamometri a molla (*a*) disposti in un piano orizzontale aventi lo scopo di registrare gli sforzi orizzontali in corrispondenza della base del blocco di fondazione. Gli spostamenti orizzontali che subisce il centro della base della torre vengono infine registrati a mezzo di un pantografo (*b*) avente il rapporto di moltiplicazione uguale a cinque.

È evidente che nella condizione di aria assolutamente calma i quattro dinamometri elettrici (*c*) devono registrare pressioni uguali e corrispondenti a un quarto del peso totale della parte sospesa della costruzione; che i sei dinamometri a molla (*a*) non devono dare nessuna indicazione di sforzo; che la punta scrivente del pantografo (*b*) deve trovarsi sull'origine di un sistema di assi coordinati tracciati sul tavolo del pantografo ed ai quali si intende di riferire gli spostamenti della base della torre. Sotto l'azione della spinta del vento i quattro dinamometri elettrici daranno indicazioni a due a due uguali, quelli a molla riveleranno le presenza di forze orizzontali e la punta del pantografo indicherà lo spostamento della base della torre.

Lo spostamento Δ della base della torre e la forza orizzontale H che si manifesta alla base della torre in seguito all'azione del vento sono legati dalla relazione:

$$H = \frac{P}{l} \Delta$$

valevole per $\triangle$ piccolo in cui P è il peso totale della torre ed l la lunghezza dei tiranti di sospensione; relazione che è l'equazione dei momenti delle forze in gioco rispetto al centro di sospensione della torre. La relazione scritta sarebbe esatta se tutti i vincoli fossero realizzati senza attrito il che non può essere, ed allora è preferibile ricavare il valore vero della costante P/l da una serie di coppie di valori simultanei di H e di $\triangle$. Questa determinazione è lunga ed incerta principalmente a causa della grande sensibilità dell'intero dispositivo. La forza H come sopra definita è legata alla velocità v del vento della:

$$H = c \frac{a}{2g} \Omega v^2$$

(dove $\frac{a}{2g}$ è la massa specifica dell'aria; Ω è il momento dell'azione del vento rispetto al centro di sospensione della torre; c è il coefficiente aerodinamico della torre stessa) che diventa:

$$C = \frac{16\, H}{\Omega v^2}$$

quando si esprimano le grandezze che vi figurano nelle unità chilogrammo, metro, secondo. In questa equazione figurano le due quantità incognite c ed Ω una delle quali c si deve determinare sperimentalmente.

A tale scopo è stata fatta una serie di prove alla galleria del vento su un modello della torre ottenendo per esso, un valore G, del coefficiente aerodinamico. Se fosse possibile affermare che $C = G$ si avrebbero a disposizione tutti gli elementi necessari per determinare il valore di Ω e quindi della pressione media sulla torre in funzione della velocità del vento; ma questa affermazione non è per ora possibile e la relazione tra C e G è una delle questioni che l'Associazione si propone di chiarire. Il fenomeno principale è reso molto complicato da altri secondari quali l'inerzia delle masse mobili e la grande variabilità della velocità del vento nel tempo e lungo l'altezza della torre. Il vento non soffia con velocità costante nel tempo ma a raffiche aventi frequenza molto variabile perciò si possono avere fenomeni di risonanza quando la frequenza degli impulsi del vento sia uguale alla frequenza delle oscillazioni proprie della torre. Si deduce da questa osservazione che la velocità più pericolosa può anche non essere quella massima. La velocità è pure variabile nello spazio e in genere è maggiore in corrispondenza dei punti della costruzione più lontani da terra. Si dovrà perciò introdurre nei calcoli una velocità media deducibile dalle registrazioni di anemometri collocati a differenti altezze.

Siccome la torre è a sezione rettangolare, il coefficiente aerodinamico e la superficie colpita dal vento variano con la direzione del vento; il che rappresenta una difficoltà di più per il coordinamento dei dati raccolti e il confronto dei risultati sperimentali.

Si devono infine considerare le azioni smorzanti dovute alla resistenza dell'aria e all'attrito delle sospensioni; azioni che si possono studiare sperimentalmente imprimendo alla torre degli spostamenti determinati e studiandone le oscillazioni in aria perfettamente calma. Anche questa parte delle esperienze si svolge in mezzo alle difficoltà derivanti dall'esistenza quasi continua di lievissime correnti d'aria alle quali il dispositivo è sensibile. Per dare un'idea delle difficoltà pratiche che s'incontrano in tutte le determinazioni di cui sopra, riproduciamo (fig. 2) una registrazione del pantografo durante un forte vento. Gli studi proseguono e, come si è già detto, una delle questioni fondamentali da risolvere, anzi quella da risolvere per prima, è la determinazione della relazione tra i coefficienti aerodinamici della torre e del modello. Seguiranno altri studi sull'influenza della frequenza degli impulsi nei venti a velocità variabile nel tempo; sulla distribuzione della velocità in funzione dell'altezza da terra ed altri ancora. In considerazione delle difficoltà che si incontrano, è stato stabilito di raccogliere le registrazioni degli apparecchi installati durante due anni consecutivi, ai quali succederà un altro periodo uguale durante il quale si rileveranno le stesse osservazioni quando sulla torre saranno ancorati i cavi di trasmissione dell'energia. In-

HEYST
N°42
0
50
100 mm
18 JANVIER 1937
21H15 - 21H40
+x
-x
+y
-y
MER
TERRE
ZEEBRUGGE

FIG. 2.

a
b
c
M.1
0
2
4
6 Metres
"ENGINEERING"
(6320 F)

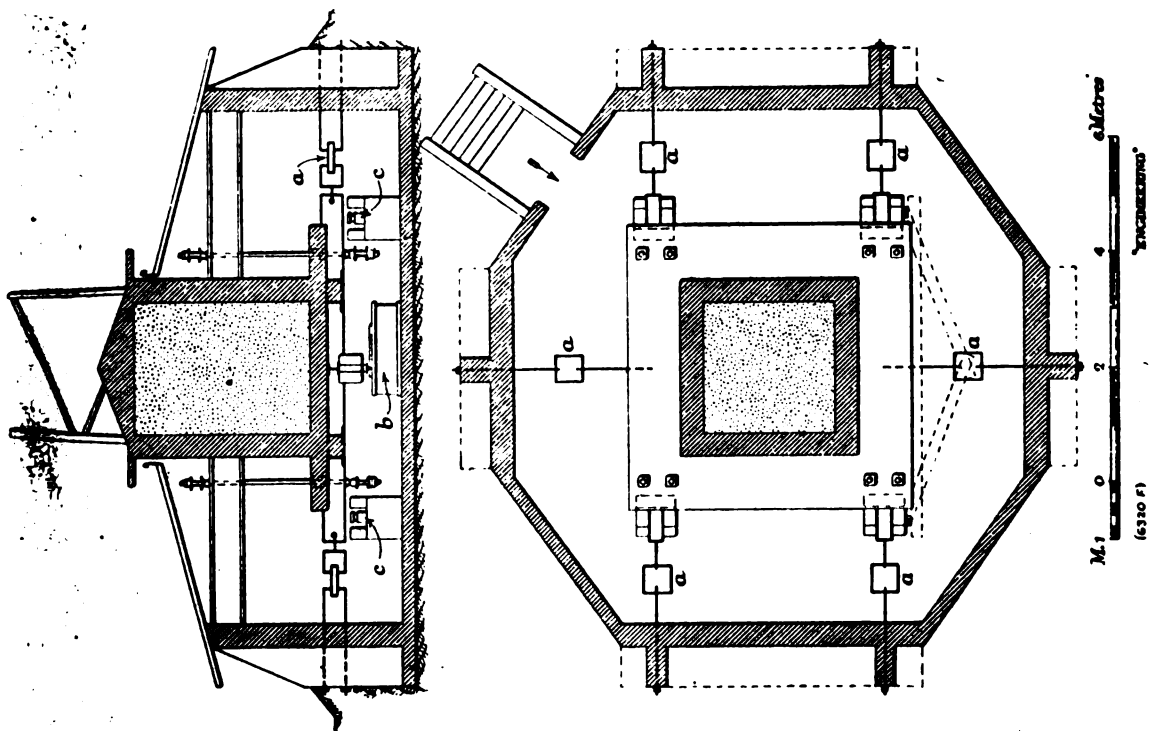
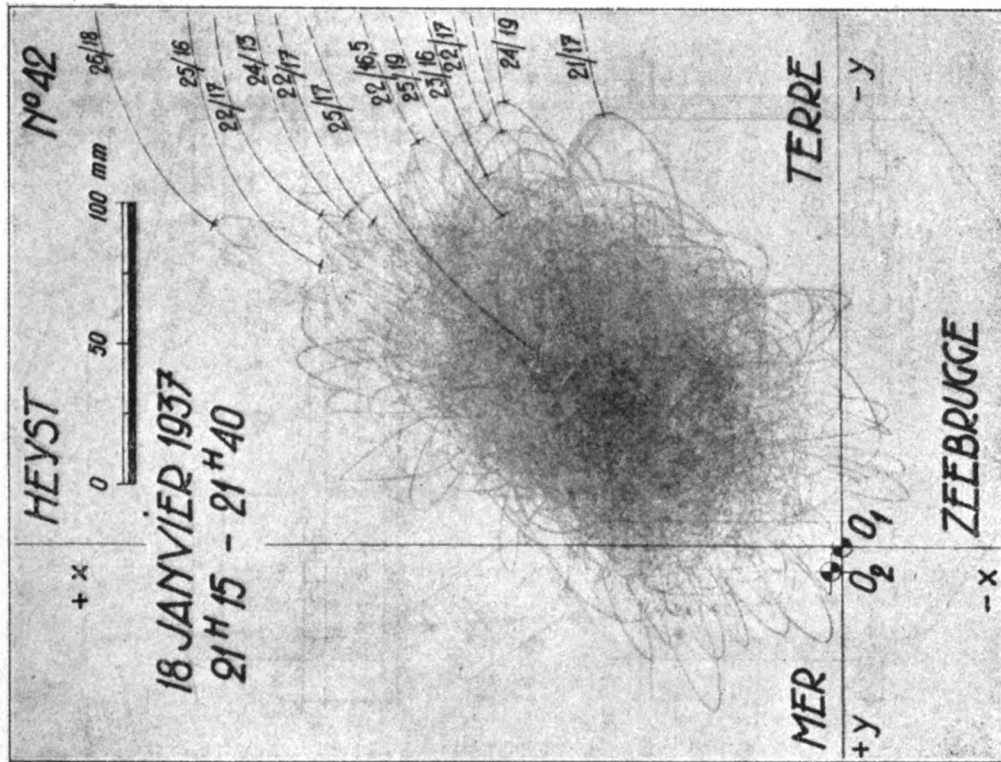



FIG. 1.

fine è in programma la sostituzione della torre attuale con un'altra a struttura tubolare e il rilievo dei dati in questo caso.

Esperimenti di Liegi. — Prendendo lo spunto da ricerche analoghe già eseguite in Francia, Inghilterra, nel Belgio e in America in anni passati, l'Associazione Belga di Unificazioni ha disposto un serie di esperienze aventi lo scopo dirisolvere le seguenti questioni: *a)* la probabile velocità massima del vento e la sua variazione in funzione dell'altezza da terra; *b)* la pressione massima e minima che agisce su un muro in funzione della direzione del vento; *c)* la frequenza delle raffiche del vento; *d)* la possibilità di valutare il loro effetto dinamico; *e)* l'influenza dell'ampiezza della superficie colpita sul valore della pressione; *g)* l'influenza della forma della superficie del suolo, degli edifici vicini, dell'asperità della superficie colpita; *h)* infine tutte le notizie circa il regime dei venti locali.

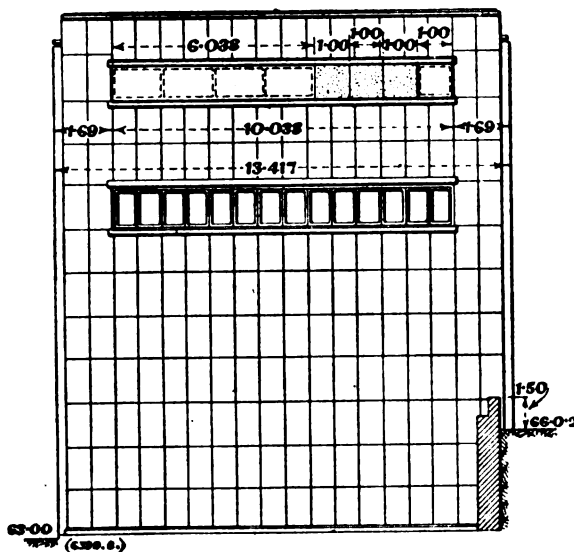



Fig. 3.

È stata scelta per queste prove la facciata S.W. del palazzo del Genio Civile di Liegi, facciata senza importanti sporgenze o rientranze, con due sole grandi aperture di finestre di metri 10,00 × 1,00 di cui la più alta ha la soglia a m. 12,70 dal suolo (fig. 3). Questa apertura è stata chiusa con lastre di cemento-amianto, tre delle quali di dimensioni 1,00 × 1,00 × 0,025 sono montate su un'intelatura sospesa al fabbricato e le rimanenti dello spessore di 10 mm. sono montate su telai in legno fissati alla soglia e all'architrave dell'apertura. I tre pannelli mobili sono collegati ad un carrello orizzontale oscillante sospeso a quattro tiranti verticali, tutti i giunti muniti di cuscinetti a sfere. Mediante un sistema di leve le oscillazioni vengono ampliate e trasmesse ad un registratore. Le forze totali agenti sui pannelli mobili sono registrate da una bilancia automatica che dà un'approssimazione di 0,25 Kg. sufficienti allo scopo. La portata massima della bilancia registratrice è di 1,50 Kg. nel senso della pressione e di 0,60 in quello dell'aspirazione, ai quali valori corrispondono sforzi di 100 e di 60 Kg. sui pannelli disposti sulla facciata.

Oltre a ciò furono disposti sui pannelli, alla distanza di m. 0,33 in senso verticale e orizzontale, dei tubi piezometrici coi quali è possibile misurare le pressioni specifiche. In fine è stato collocata una camera a vento per la registrazione della direzione del vento stesso e un anemometro elettro-pneumatico.

Anche per questa parte degli studi, le esperienze sono in corso e non se ne conoscono quindi i risultati. — L. La Magna

Ing. Nestore Giovene, *direttore responsabile*

Stabilimento Tipografico Armani di M. Courrier, Roma, via Cesare Fracassini, 60

BIBLIOGRAFIA MENSILE FERROVIARIA

GENNAIO 1939-XVII

PERIODICI

LINGUA ITALIANA

Rivista Tecnica delle Ferrovie italiane.

1938 621 . 33 (. 45)

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, novembre, pag. 265.

L. VELANI. La trazione ferroviaria e l'autarchia, pag. 12.

1938 621 . 795

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, novembre, pag. 282.

P. PERFUMO. Impianto di sabbiatura per carrozze e per carri serbatoio, pag. 11, fig. 8.

1938 621 . 327

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, novembre, pag. 293.

F. FAZIO. Padiglione provvisorio di Roma Ostiense: Impianto d'illuminazione, pag. 4 ½.

1938 66

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, novembre, pag. 298.

A. ACCARDO. La determinazione del fosforo nei carboni per uso metallurgico, pag. 6.

1938 621 . 33 . (45)

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, novembre, pag. 277. (Informazioni).

Le nuove elettrificazioni delle F. S., pag. 4, fig. 3.

1938 385 (. 436)

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, novembre, pag. 281. (Informazioni).

Programma della Reichsbahn per il potenziamento delle nuove linee (ex Austriache), pag. ½.

1938 656 . 25
625 . 62

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, novembre, pag. 297. (Libri e Riviste).

Segnalazione di deviazione delle vetture tramviarie, pag. ½.

1938 625 . 2 - 592

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, novembre, pag. 304. (Libri e Riviste).

Studi sulla frenatura a grande velocità, pag. 1 ½.

1938 625 . 122

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, novembre, pag. 305. (Libri e Riviste).

Costipamento di un rilevato a mezzo di vibrazioni, pag. 1, fig. 2.

1938 625 . 143 . 3

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, novembre, pag. 306 (Libri e Riviste).

Reimpiego di vecchie rotaie sulle Ferrovie Belghe, pag. ½.

1938 625 . 2 . 012 . 2

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, novembre, pag. 307. (Libri e Riviste).

Piastre di rivestimento di acciaio al manganese per boccole, pag. 1, fig. 1.

1938 621 . 13
625 . 28

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, novembre, pag. 308. (Livri e Riviste.

Una macchina per la determinazione delle curve del moto, pag. 3, fig. 2.

1938 625 . 62
656 . 1

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, novembre, pag. 311. (Libri e Riviste).

I trasporti urbani e l'autarchia, pag. 5, fig. 3.

1938 699 . 72 : 621 . 31

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, novembre, pag. 316. (Libri e Riviste).

L'adozione di leghe di magnesio per le macchine elettriche, pag 1, fig. 2.

1938 621 . 316 . 8

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, novembre, pag. 316. (Libri e Riviste).

Risparmio di leghe contenenti nickel nella costruzione di reostati, pag. 1 ½, fig. 1.

1938 625 . 4

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, novembre, pag. 318. (Libri e Riviste).

Censimento del movimento viaggiatori nei servizi urbani e suburbani di Copenhagen, pag. 3, fig. 3.

L'Ingegnere.

1938 621 . 18

L'Ingegnere, 15 dicembre, pag. 859.

F. LICENI. Odierne direttive nella costruzione delle caldaie a vapore di mercurio e la caldaia a circolazione forzata dell'italiano Conte, pag. 4 ½, fig. 8.

1938 620 . 191

L'Ingegnere, 15 dicembre, pag. 868.

G. GUZZONI. La corrosione dei metalli e l'indebolimento delle strutture, pag. 3, fig. 6.

Annali dei Lavori Pubblici.

1938 666 . 98
691 . 3

Annali dei Lavori Pubblici, dicembre, pag. 1031.

A. ARCANGELI. L'autarchia nelle costruzioni in cemento armato e i mezzi meccanici per la posa in opera dei calcestruzzi, pag. 5.

1938 656 . 25

Annali dei Lavori Pubblici, dicembre, pag. 1058.

D. ROMANO. Gli impianti di segnalamento, di sicurezza e gli apparati centrali nella nuova stazione di Cuneo e sue linee d'accesso, pag. 17, fig. 6.

L'Industria Italiana del Cemento.

1938 624 . 2 .

L'Industria Italiana del Cemento, novembre, pag. 350.

A. AZZINI. Il ponte ferroviario sul fiume Reno presso Bologna, pag. 12, fig. 12.

1938 624 . 9 . 012 . 4

L'Industria Italiana del Cemento, novembre, pag. 362.

G. BASELLI. Capannoni in cemento armato, pag. 6, fig. 8.

Autobus per Servizi Urbani

LINGUA FRANCESE

Bulletin de l'Association internationale du Congrès des chemins de fer.

1938 625 . 113

Bull. du Congrès des ch. de fer, dicembre, pag. 1263.

CHAPPELLET (J.). Courbes de chemins de fer. Nouvelle méthode pour l'étude des modifications de tracé des voies, à l'aide, exclusivement, des diagrammes des flèches, pag. 21, fig. 10.

1938 621 . 138 . 5 (. 71) & 621 . 43 (. 71)

Bull. du Congrès des ch. de fer, dicembre, pag. 1284.

SYLVESTER (I. I.). Méthodes appliquées sur les Canadian National Railways pour l'entretien des moteurs Diesel, pag. 18, fig. 10.

1938 656 . 258

Bull. du Congrès des ch. de fer, dicembre, pag. 1302.

LEMONNIER. Les enclenchements de transit et d'approche, pag., 9 fig. 9.

1938 621 . 43 (. 73) & 625 . 232 (. 73)

Bull. du Congrès des ch. de fer, dicembre, pag. 1311.

Les nouveaux trains Diesel-électriques aérodynamiques « City of Los Angeles » et « City of San Francisco » pour le service de la Côte du Pacifique, pag. 18, fig. 10.

1938 62 . (01 & 625 . 143

Bull. du Congrès des ch. de fer, dicembre, pag. 1329.

4° Congrès du Rail tenu à Düsseldorf en 1938, pag. 2, ½.

1938 625 . 232 (. 42)

Bull. du Congrès des ch. de fer, dicembre, pag. 1332.

Nouveaux trains « Flying Scotsman » du London and North Eastern Railway, pag. 6, ½, fig. 5.

1938 621 . 134 . 2 & 621 . 9

Bull. du Congrès des ch. de fer, dicembre, pag. 1339.

Un intéressant appareil pour le réglage de la distribution des locomotives, pag. 2, ½, fig. 2.

1938 385 . (09.2

Bull. du Congrès des ch. de fer, dicembre, pag. 1342.

NÉCROLOGIE. Sir Henry Fowler, K. B. E., pag. 2, fig. 1.

Le Génie Civil.

1938 621 . 43

Le Génie Civil, 6 agosto, pag. 125.

L. KEULEYAN. Les progrès récents du procédé Archaouloff pour l'injection directe du combustible dans les moteurs à huile lourde, pag. 2 ½, fig. 6.

1938 621 . 386 . 1 : 620 . 1

Le Génie Civil, 6 agosto, pag. 135.

Le contrôle radiographique d'un assemblage soudé.

1938 624 . 2

Le Génie Civil, 13 agosto, pag. 137.

P. *Caufourier*. Le viaduc de San Francisco à Oakland à travers la baie de San Francisco (Californie), pag. 5, fig. 18.

1938 621 . 13

Le Génie Civil, 13 agosto, pag. 148. 656 . 221

Le gain de puissance obtenu avec les locomotives carénées, pag. 1, fig. 2.

1938 624 . 15

Le Génie Civil, 13 agosto, pag. 150.

Exemples d'application du procédé Joosten pour la consolidation chimique des terrains de fondation, pag. 1, fig. 3.

1938 625 . 144 . 2

Le Génie Civil, 3 settembre, pag. 201.

A. KIMMERLÉ. Le raccordement parabolique entre Courbes de même sens sur le voies ferrées, pag. 2 e ½, fig. 4.

Revue Générale de l' Electricité.

1938 621 . 314 . 65

Revue Générale de l'Electricité, 16 luglio, pagg. 89 e 113.

P. G. LAURENT. Le redresseurs à vapeur de mercure: interactions entre le redresseur et le réseau d'alimentation, pag. 18, fig. 19.

1938 621 . 335 . 4 (. 44)

Revue Générale de l'Electricite, 13-20 agosto, pag. 195, 27 agosto, pag. 227.

M. GARREAU e H. COQUET. Les automotrices électriques dites de ramassage de la ligne de Paris au Mans, pag. 18, fig. 19.

1938 621 . 335 . 4
625 . 2 — 592

Revue Générale de l'Electricité, 10 settembre, pag. 303.

Le freinage électrique des voitures automotrices de grandes lignes, pag. 2, fig. 7.

1938 621 . 314

Revue Générale de l'Electricité, 17 settembre, pag. 342.

Nouveaux types de transformateurs de courant continu, pag. 2 ½, fig. 7.

Bulletin technique de la Suisse Romande.

1938 621 . 431 . 72

Bulletin technique de la Suisse Romande, 22 ottobre, pag. 301.

Locomotive diesel-électrique de 4400 ch pour les chemins de fer roumains, pag. 4 ½, fig. 4.

1938 625 . 20

Bulletin technique de la Suisse Romande, 19 novembre, pag. 325; 3 dicembre, pag. 337.

R. LIECHTY. Étude sur la tenue en voie de véhicules de chemins de fer, pag. 8, fig. 15.

1938 624 . 2

Bulletin technique, de la Suisse Romande, 3 dicembre, pag. 343.

Les travaux de déviation de la ligne Berne-Wilerfeld des chemins de fer fédéraux, pag. 4, fig. 3.

LINGUA TEDESCA

Glasers Annalen.

1938 625 . 2

Glasers Annalen, 1° ottobre, pag. 267, 1° novembre, pag. 295.

W. KAYSER. Der Betriebs wagen dienst, pag. 15, fig. 4.

1938 385 . 1

Glasers Annalen, 15 novembre, pag. 309.

METZKOW. Anwendung der Heimstoffe « Zellwolle, Kunstharze und Kunstgummi » und Massnahmen zur Rohstofferhaltung bei der Deutschen Reichbahn, pag. 8.

Schweizerische Bauzeitung.

1938 624 . 191 . 94

Schweizerische Bauzeitung, 20 agosto, pag. 84.

Zur Frage der Lüftung langer Autotunnel, pag. 2, fig. 3.

1938 625 . 35

Schweizerische Bauzeitung, 8 ottobre, pag. 187.

Die elektrische Zahnrad-Triebwagen der Rigi-Bahn, pag. 2 ½, fig. 6.

1938 624 . 2

Schweizerische Bauzeitung, 22 ottobre, pag. 203.

H. KAEGI. Die Lehrgerüst für die neue Aarebrücke der SBB in Bern, pag. 4, fig. 8.

1938 621 . 431 . 72

Schweizerische Bauzeitung, 19 novembre, pag. 252

Dieselelektrische Lokomotive der Rumänischen Staatsbahn, pag. 2 ½, fig. 7.

1938 699 . 86

Schweizerische Bauzeitung, 19 novembre, pag. 254.

O. STADLER. Wärmeschutz in Wohnungsbauten, pag. 4, fig. 5.

LINGUA INGLESE

The Railway Gazette

1938 669 . 7 (1 + 2)

The Railway Gazette, Diesel Railway Traction Supplement, 5 agosto, pag. 279.

Scientific control in light alloy manufacture, pag. 2 ½, fig. 6.

1938 625 . 5

The Railway Gazette, 23 settembre, pag. 519.

The development of aerial Cableways in Austria, pag. 1, fig. 2.

1938 625 . 143 . 3

The Railway Gazette, 23 settembre, pag. 522.

Re-use of worn rails, Belgian National Railways.

1938 625 . 143 . 3

The Railway Gazette, 30 settembre, pag. 557.

Reproducing the wearing qualities of early steel rails under modern conditions, pag. 5.

Engineering.

1938 621 . 431 . 72

Engineering, 25 novembre, pag. 630.

W. G. WILSON. The control of Diesel Railcars, with particular reference to transmission, pag. 2 ½, fig. 4.

1938 694

Engineering, 2 dicembre, pag. 655.

Reinforced wood as a stuctural material.

Railway Age.

1938 621 . 13
656 . 221

Railway Age, 24 settembre, pag. 428.

Wilwaukee installs six streamline passenger locomotives. (New power for passenger service develops 50,300 U. tractive force and weighs 415.000 U. — Fireboxes are completed welded), pag. 7, fig. 9.

1938 621 . 132

Railway Age, 1° ottobre, pag. 483.

Soo line locomotives built by Lima, pag. 2, fig. 2.

1938 625 . 143 . 3

Railway Age, 15 ottobre, pag. 545.

W. C. JONES. Fighting rail corrosion in the 6 . 21 mile Moffat tunnel, pag. 2 ½, fig. 5.

1938 628 . 9 : 625 . 2

Railway Age, 15 ottobre, pag. 561.

Fluorescent lighiting for Cars, pag. 1 ½, fig. 1.

1938 385 . 52

Railway Age, 22 ottobre, pag. 582.

Wage-Cut hearings concluded, pag. 7.

1938 625 . 244

Railway Age, 5 novembre, pag. 654.

Welded box and refrigerator cars. Lightweight cars with all-welded underframes, ends, doors and roofs designed and built by the American Car and Foundry Cy include many innovations, pag. 5, fig. 6.

ANNO XXVIII - VOL. LV - N. 2. RIVISTA MENSILE Roma, 15 febbraio 1939 (Anno XVII)

Abbonamento annuo: Pel Regno L. **72**; per l'Estero (U. P.) L. **120.** Un fascicolo separato rispettivamente L. **7,50** e L. **12,50**

Si distribuisce gratuitamente a tutti i soci del Collegio Nazionale degli Ingegneri Ferroviari Italiani

Quota annuale di associazione L. 36

Abbonamento annuo di favore a L. 36 per gli impiegati non ingegneri, appartenenti alle Ferrovie dello Stato all'Ufficio Speciale delle Ferrovie ed a Società ferroviarie private.

RIVISTA TECNICA

DELLE

FERROVIE ITALIANE

PUBBLICATA A CURA DEL

Collegio Nazionale degli Ingegneri Ferroviari Italiani

COL CONCORSO DELL'AMMINISTRAZIONE DELLE

FERROVIE DELLO STATO

REDAZIONE ED AMMINISTRAZIONE

PRESSO IL "COLLEGIO NAZIONALE DEGLI INGEGNERI FERROVIARI ITALIANI"

ROMA - Via delle Terme di Diocleziano, 90 - Telefono 44-303

SOMMARIO

Spedizione in abbonamento postale

BREDA

Anno XXVIII - Vol. LV **15 Febbraio 1939 - Anno XVII - N. 2**

RIVISTA TECNICA
DELLE
FERROVIE ITALIANE

Gli articoli che pervengono ufficialmente alla "Rivista„ da parte delle Amministrazioni ferroviarie aderenti ne portano l'esplicita indicazione insieme col nome del funzionario incaricato della redazione dell'articolo.

Il IV Congresso Internazionale della rotaia

(Düsseldorf - Settembre 1938)

Prof. Ing. F. CORINI, della R. Università di Genova

I. — Gli argomenti trattati.

Nel numero di settembre scorso questa rivista ha pubblicato il programma stabilito dal Comitato ordinatore per la IV conferenza internazionale della rotaia, tenuta a Düsseldorf dal 19 al 22 settembre u. s.

Facciamo ora una sintetica relazione dell'importante avvenimento, riservandoci di illustrare sia l'opera svolta dalla rappresentanza italiana, sia quelle relazioni del Congresso, che presentino particolare interesse.

I lavori del Congresso si concretano in due conferenze di carattere generale, pronunciate nella seduta inaugurale, e in comunicazioni suddivise fra i seguenti argomenti:

1) Tensioni ed effetti sulla rotaia.
2) Usura.
3) Questioni di esperienze di esercizio.
4) Prova e collaudo.
5) Questioni di importanza generale.
6) Saldatura.

Le conferenze pronunciate nella seduta inaugurale sono le seguenti:

« *L'importanza delle strade ferrate per il traffico* » del dott. ing. Remy, Presidente della Reichsbahndirection Köln;

« *Le rotaie come opera metallurgica e come compito metallurgico* » del prof. dott. ing. E. H. Schulz di Dortmund.

Nella prima l'ing. Remy illustra le quattro proprietà caratteristiche delle ferrovie: sicurezza e puntualità; conforto; attitudine eccellente al trasporto di grandi masse; grande efficacia per la difesa nazionale. Conclude dicendosi convinto che l'avvenire delle ferrovie riposa unicamente sul loro continuo progresso tecnico.

Nella seconda il prof. Schulz illustra le caratteristiche di alta resistenza alla trazione, durezza, tenacità e resistenza all'usura che debbono essere presentate dagli acciai per rotaie; analizza l'azione degli sforzi alternati e ripetuti; indica la valutazione delle tensioni proprie delle rotaie provenienti dalla fabbricazione, distinguendole da quelle acquisite nell'esercizio; e parla infine dei pericoli di rotture delle rotaie.

Conclude esponendo i provvedimenti adottati in Germania per ridurre il pericolo delle rotture e per aumentare la resistenza all'usura.

II. — Tensioni ed effetti della rotaia.

Su questo argomento si hanno le seguenti comunicazioni:

1. Prof. Dott. M. T. Huber, Warszawa: « *Le vere cause e caratteristiche del pericolo di incurvamento di un binario* »:

Tempo addietro è stata sviluppata una teoria, secondo la quale l'incurvamento orizzontale di un binario diritto senza giuoco nel giunto causato da tensioni di calore, poteva venire derivato dalla stabilità dell'asta sotto pressione inghiaiata elasticamente. Un ulteriore esame ha mostrato però che in questa teoria non era stata presa in dovuta considerazione la possibilità di scivolamento del binario in direzione longitudinale, di riscaldamento ineguale e di sollevamento di tratti di rotaia dalla massicciata e che un incurvamento orizzontale poteva subentrare già in seguito a tensioni di calore più piccole di quelle che si ottengono da un calcolo della teoria di stabilità. In base a queste considerazioni il mezzo più efficacie per prevenire al pericolo di incurvamento sembra consistere in una rigidità contro piegamenti del binario possibilmente alta ed in un binario così pesante che possibile rispettivamente aggravato.

2. Prof. Dott. Ing. F. Raab, Karlsruhe: « *Il binario ferroviario considerato dal punto di vista della sicurezza contro l'incurvamento* »:

Nei metodi di calcolo classici si considera il binario ferroviario quale trave continua sopra sostegni che possono cedere elasticamente e si tiene conto nel calcolo di solito soltanto delle forze verticali risultanti dal carico di traffico. Questo calcolo risulta sufficiente per il caso di binari a rotaie corte, ma non per binari a rotaie lunghe o per binari saldati senza giuoco di giunto. In caso di allungamento impedito del tutto o in parte le tensioni causate da cambiamenti di tensione possono superare quelle causate dal carico di traffico. Inoltre, come risulta da osservazioni su binari di esercizio, da prove e da esami teoretici, le forze longitudinali possono pure causare incurvamenti.

Quali cause dell'incurvamento sono da menzionare anzitutto schiacciamenti delle fibre marginali delle rotaie in seguito alle forze longitudinali e deviamenti del binario dalla direzione diritta d'una certa entità. Le varie teorie per l'incurvamento si basano su premesse contrastanti fra loro sul sistema ideale meccanico.

Tutte queste premesse possono corrispondere più o meno al caso del binario ferroviario moderno, per cui l'incurvamento può essere causato da fattori differenti. Dalle indagini risale la necessità dello studio quantitativo delle singole cause.

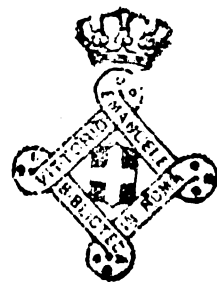
Per poter stabilire tutti i cambiamenti nell'incurvamento di un binario, dalla più piccola deformazione iniziale fino al subentrare dell'incurvamento, è stato sviluppato

un metodo ottico. Con i risultati di misura si vuol dimostrare come si possa mediante appropriata costruzione, scelta del materiale e disposizione dei tiranti raggiungere una sicurezza contro l'incurvamento possibilmente alta del binario a rotaie lunghe o del binario senza giuoco di giunto.

3. Dipl. Ing. W. HÜTTNER, Dudapest: « *L'effetto sull'armamento delle tensioni verificantisi nelle ferrovie a rotaie lunghe Vignol* »:

Per farsi un'idea delle tensioni in binari a rotaie lunghe causate da riscaldamento e raffreddamento si ha tentato di eseguire misurazioni dei cambiamenti di lunghezza di rotaie montate per un tratto di 75 mt. in caso di riscaldamento artificiale ad oltre 50° e susseguente raffreddamento in anidride carbonica solida. Siccome però queste misurazioni non si possono eseguire con sufficiente esattezza, si sono fatti esami fotoelastici su modelli a scala più piccola, delle forze agenti nelle rotaie e nell'intaglio delle traversine in seguito a contemporanea sollecitazione per flessione e per trazione rispettivamente per compressione. Da questi esami si può trarre la conclusione che in rotaie lunghe fissate rigidamente si manifestano forze rilevanti in seguito ad espansioni e contrazioni causate dal calore e che queste forze si propagano attraverso la traversina della massicciata. Si propone perciò un atacco delle rotaie su piastre d'appoggio con cunei elastici, attacco che assicura un armamento possibilmente libero di tensioni e che di conseguenza influisce il meno possibile sull'attacco delle rotaie e sulla massicciata.

4. Prof. Ing. Dott. FELICE CORINI, della R. Università di Genova: « *Studi ed esperienze compiute in Italia sulla stabilità del binario in relazione alle azioni termiche* ».

Della comunicazione fatta dall'autore di queste note viene dato un largo sunto in apposito articolo inserito in questo stesso fascicolo.

III. — **Usura.**

1. Dott. Ing. C. ZOCCHI, della R. Università di Napoli: « *Sulla teoria dell'usura meccanica dei metalli* ».

I corpi metallici a contatto, animati da moto relativo radente o volvente, possono subire istantaneamente, in conseguenza del moto stesso, l'asportazione della materia superficiale sia in misura comparabile alle dimensioni dei corpi stessi, che in misura molecolare.

Escluso l'esame del primo caso, che spetta alla teoria degli utensili, si rileva nell'altro l'influenza predominante delle caratteristiche del moto che si verifica tra i corpi: al moto radente corrisponde un elevato riscaldamento delle superfici a contatto, con i fenomeni di recristallizzazione che ne seguono: al moto volvente corrisponde viceversa un limitato riscaldamento, con profondi fenomeni di incrudimento, accompagnati dall'aumento dell'energia latente.

I fenomeni dell'usura meccanica dipendono dall'interferire delle azioni anzidette.

Si espone, in particolare, un'ipotesi circa la natura dell'attrito fra superfici combacianti.

2. Prof. Dott. Ing. E. SIEBEL, Suttgart: « *L'influenza delle condizioni sperimentali nella prova d'usura* ».

Il fenomeno d'usura si manifesta a seconda del materiale e delle condizioni esterne dell'usura in modo talmente diverso, che nelle prove d'usura è necessario di copiare quanto più esattamente le condizioni d'esercizio, onde ottenere risultati sfruttabili almeno qualitativamente. Non è possibile di definire con un unico metodo di prova il comportamento in genere sotto condizioni d'usura di un materiale, ma si può soltanto rilevare il comportamento di una copia di materiali sotto determinate condizioni d'usura.

Una classificazione sistematica delle condizioni esterne d'usura e dei fattori influenti nei singoli casi, dimostra quanto complicate sieno le condizioni di sollecitazione all'usura. Rimane dunque l'unica possibilità di determinare con la massima precisione possibile le condizioni d'usura riscontrabili in pratica e di imitarle nella prova. Mediante l'indice d'usura ottenuto in questo modo, si può in seguito giudicare se un dato materiale sia adatto per uno scopo determinato. Infine viene esaminato, fino a che punto gli apparecchi di prova attualmente in uso corrispondano allo scopo.

3. Dipl. Ing. A. EICHINGER, di Zurigo: « *Esperienze di logoramento con acciai da rotaie e da cerchioni* ».

Nelle prove di laboratorio per la determinazione della resistenza al logoramento di acciai da rotaie e da cerchioni lo stato della superficie di attrito dopo la prova deve essere uguale a quella d'esercizio; un'ulteriore imitazione delle condizioni d'eser cizio da quanto risulta dalle esperienze non appare necessaria. Basandosi su questa massima, si sono fatti rotare con scivolio uno sull'altro due provini tanto che in stato asciutto quanto irrigati con acqua; in occasione di quest'esame si ha definito quale cosidetta resistenza al logoramento il lavoro d'attrito specifico per unità di peso del materiale logorato nel periodo iniziale e finale della prova di logoramento, nonchè la pressione delle superfici con la quale il logoramento diventa minimo. In caso di cerchioni si deve inoltre tener conto della tendenza a screpolature, un fenomeno che è da attribuirsi a schiacciamenti locali. Questi fenomeni non sono però ancora sufficientemente chiariti per poter esaminare con precisione questa tendenza alla formazione di scaglie degli acciai da cerchioni.

4. Dott. E. BRANDENBERG, Zurigo: « *Caratterizzazione del materiale per rotaie mediante i raggi Röntgen* ».

In occasione dello studio di rotaie dure e trattate termicamente tanto di materiale semplice che di due materiali, si sono fatte anche ricerche radiologiche su tutta la sezione. In base a queste ricerche si ha potuto osservare che nei diversi tipi di rotaie i cristalli si differenziavano fortemente per disturbazioni nel reticolo e per grandezza dei cristalli stessi. Mentre nell'una rotaia la formazione dei cristalli era uguale tanto nella testa che nel patino della rotaia, in un'altra rotaia variavano tanto la grandezza dei cristalli che le disturbazioni del recitolo. Una relazione fra queste variazioni ed il processo di produzione delle rotaie, non sussisteva che in parte.

5. Dipl. Ing. H. O. LANGE, Amburgo: « *L'usura della superficie di discorrimento delle rotaie tranviarie* ».

Per ridurre l'usura delle rotaie e dei cerchioni sono consigliabili superfici di contatto possibilmente grandi. Per questa ragione sono indicati cerchioni cilindrici, che danno la minima resistenza volvente su rotaie disposte verticalmente e con superficie di scorrimento orizzontale, come sono previsti dall'odierna forma standard. L'inclinazione conica più favorevole, che non occorre che sia grande, per una corsa tranquilla della sala montata su tratto diritto si forma da sè in breve tempo in seguito al logoramento, giacchè la parte esteriore della superficie di scorrimento del cerchione si logora più fortemente in seguito al movimento oscillante della sala montata già su tratto diritto ed ancor più nelle curve.

Poichè la rotaia si logora nello stesso senso, ma essai più lentamente del cerchione, la superficie di contatto si riduce man mano in servizio e con ciò aumentano la pressione superficiale e l'usura. È dunque necessario di riaggiustare di quando in quando la superficie di scorrimento dei cerchioni.

Un caso speciale d'usura delle rotaie e dei cerchioni è la formazione delle striature. Questo fenomeno si spiega con un scivolamento breve dell'asse posteriore del veicolo che causa variazioni di pressione dell'asse, p. es., nel momento di frenaggio. Queste variazioni sono inevitabili e possono venir ridotte soltanto frenando dolcemente.

6. Dott. Ing. R. KÜHNEL: « *Ricerche su rotaie striate* ».

In occasione di ricerche su diverse rotaie ferroviarie con formazione di striature, si è trovato che la differenza d'altezza fra monte e valle della striatura può comportare da 0,2 a 0,8 mm. Queste striature appariscono sotto forma di punti lucidi ovali. Esse si ripetono per lo più su distanze di 33 a 75 mm., senza che si possa però osservare una regolarità in questa ripetizione. I punti lucidi si riscontrano tanto nel monte che nella valle della striatura e precisamente su ambedue le rotaie del binario. La durezza alla superficie della rotaia striata varia in limiti relativamente grandi, senza che sussista però una correlazione fra durezza e monte della striatura, oppure fra durezza e punto lucido. Anche cambiamenti di struttura di solito non si sono riscontrati nelle striature.

La causa della formazione di striature va ricercata sia nella produzione, — vibrazioni del cilindro o della raddrizzatrice — sia nelle condizioni d'esercizio — vibrazioni delle vetture e dell'armamento. Segue una discussione delle ragioni che parlano pro e contro queste diverse teorie.

IV. — **Questioni riguardanti esperienze di esercizio.**

1. Dott. Ing. I. BARTEL, Budapest: « *Resilienza di rotaie ferroviarie rotte in esercizio* ».

Su 12 rotaie di acciaio Bessemer, Thomas e Siemens-Martin, che dopo periodi di servizio da 23 a 60 anni, ed in un caso già dopo soli 2 anni si sono rotte in esercizio, si è esaminata la posizione della rottura in relazione alla disposizione delle traverse ed al profilo della rotaia ed in seguito si sono eseguite prove statiche di flessione e prove di resilienza con velocità di sollecitazione variabili. Si è riscontrato che non sussiste relazione fra periodo di servizio e resilienza rispettivamente fra le variazioni

della resilienza e la velocità delle sollecitazioni per urto. Da ciò nasce il dubbio, che si possa trarre conclusione alcuna dalla prova di resilienza di materiale per rotaie sul probabile comportamento in servizio e se questa prova sia quindi utile per il collaudo.

2. Dipl. Ing. MANDEL, Amburgo: « *Che cosa si impara da una statistica di 25 anni sulla durata d'esercizio di rotaie tramviarie?* ».

Presso la Hamburger Hochbahn A. G., la cui rete tramviaria presenta numerose curve strette con forte pendenza, e che ha un traffico molto forte con successione di convogli assai frequente, si fa da 25 anni una statistica sulla durata di servizio delle rotaie. Per ottenere un indice ineccepibile della durata delle rotaie, che non sia influenzato da circostanze dipendenti dal traffico, in questa statistica è tenuto conto anche della posizione di ogni singola rotaia nel tracciato e delle curve. Le date di posa e di ricambio delle rotaie, nonchè le cause del ricambio, vengono studiate in relazione alle proprietà del materiale da rotaie. Secondo questa statistica di 25 anni, la resistenza al logoramento delle vecchie rotaie Bessemer era superiore a quella delle solite rotaie di acciaio Siemens-Martin con una resistenza alla trazione di 75 a 85 Kg/mmq. Al posto di queste rotaie si adoperano ora nelle curve le rotaie con alta resistenza all'usura e precisamente rotaie di acciaio compound duro, libero di tensioni. La durata di servizio di queste rotaie è in media ben 4 volte più grande di quella delle solite rotaie di acciaio Siemens-Martin. Da ciò risale senz'altro il vantaggio economico dell'impiego di rotaie con alta resistenza all'usura.

3. Dipl. Ing. G. KÜHN, Essen: « *Esperienze d'esercizio con rotaie tramviarie nella costruzione di binari tramviari* ».

Delle svarite forme di rotaie striate in Germania il profilo normale NP 4 si è dimostrato quale più appropriato profilo per binari tramviari. Questo profilo consente un logoramento del fungo della rotaia fino a 22 mm., rendendo con ciò possibile un periodo di servizio della rotaia di 20 a 25 anni. Per questa ragione è utile aumentare la differenza dell'altezza fra controrotaia e fungo della rotaia. Lo spessore del fungo, dello stelo e del piede dlla rotaia è sufficiente per le esigenze d'esercizio; finora non è stato possibile evitare la corrosione del piede della rotaia. In quanto a materiale la rotaia compound si è dimostrata la migliore in vista del suo minimo logoramento. Il suo elevato costo non permette però di adoperarla per tratti diritti. Per questi tratti sarebbe perciò necessaria una rotaia con fungo con alta resistenza al logoramento.

V. — Prova e collaudo.

1. Prof. Ing. Dott. M. ROS, Zurigo, e Dipl. Ing. A. BIANHI, Berna: « *Prove eseguite nel laboratorio ed esperienze acquistate con rotaie semplici, di due materiali e trattate termicamente* ».

In base a prove con rotaie nuove ed in base a un confronto con le esperienze di servizio vengono trattati i due problemi principali, e cioè la resistenza all'usura e la sicurezza contro la rottura. La scelta delle rotaie con alta resistenza all'usura ed alla frattura, rotaie che si possono ora produrre con grande uniformità secondo procedimenti differenti tenendo in dovuta considerazione le relative massime di produzione, questa scelta è da considerarsi appropriata e corrispondente alle rispettive condizioni

di servizio dal punto di vista tecnico ed economico, quando la prova di flessione statica e di flessione alternata su sezioni di rotaie senza intaglio e l'esame della duttilità del platino in direzione trasversale all'asse danno buon risultato. La prova di flessione statica, colla quale si possono scoprire in modo chiaro eventuali irregolarità o difetti, dovrebbe venir preferita alla prova di flessione all'urto causa la sua fidatezza e semplicità. Le tensioni interne che colle odierne misure di produzione si possono ridurre in limiti ristretti, sono praticamente senza importanza per la sicurezza contro la rottura. La resistenza all'usura si può rilevare con sufficiente esattezza mediante prove sulla macchina Amsler dalla pressione di superficie, nella quale subentra uno stato costante sotto condizioni di attrito radente asciutto, e dal lavoro per unità di peso di materiale asportato. Soltanto in caso di acciai simili fra loro la resistenza all'usura è press'a poco proporzionale alla durezza.

2. Prof. C. C. TEODORESCU, Timisoaura (Rumania): « *Sulla comparazione numerica delle segregazioni in profili laminati* ».

Per la caratterizzazione delle segregazioni si aveva finora a disposizione il metodo di confronto soggettivo delle impronte secondo E. Keyn oppure R. Baumann e si adoperava occasionalmente a titolo di confronto anche una serie di impronte di segregazioni di grado differente. Nel presente rapporto è stato sviluppato un procedimento, mediante il quale si può misurare anche quantitativamente il grado di segregazione. Questo procedimento è basato sulla misurazione della trasparenza delle unità di piano d'un'impronta di segregazione, la cui trasparenza viene misurata con una pila fotoelettrica, e sul calcolo dello scarto quadratico della trasparenza che corrisponde al grado di segregazione. Indagini sull'influenza delle condizioni di lavoro hanno mostrato che questa determinazione del grado di segregazione può venir ripetuta in pratica con sufficiente precisione anche se gli scarti dei risultati sono ancora relativamente grandi.

3. Dott. Ing. R. KÜHNEL, Berlino: « *Prove di collaudo appropriate per rotaie* ».

Un esame delle condizioni di fornitura delle diverse amministrazioni ferroviarie rende palese una grande varietà e differenze rilevanti nelle esigenze poste nelle rotaie. Un'unificazione delle condizioni di fornitura e di collaudo risulterebbe ugualmente favorevole tanto per il consumatore quanto per il produttore. Qui risale naturalmente la questione, quale dei numerosi metodi di prova fornisca il giudizio più oggettivo sul probabile comportamento in esercizio delle rotaie, implicando un minimo di lavoro. In questo riguardo si esaminano i diversi metodi di prova ora in uso e si confrontano questi con le esperienze d'esercizio. Riguardo la sicurezza contro la rottura e la resistenza al logoramento delle rotaie risulta necessaria unicamente la definizione della resistenza alla trazione e della tenacità, che è possibile rilevare con sufficiente esattezza mediante la prova di flessione per urto ed al caso eseguendo inoltre la prova di flessione statica. In quanto alla composizione chimica si dovrebbe dare largamente mano libera al produttore e limitarsi soltanto a prescrizioni d'orientamento.

Accanto a ciò è naturalmente necessario un giudizio sulla condizione esterna della rotaia rispetto alla fissazione delle variazioni permissibili nelle dimensioni.

VI. — Questioni di importanza generale.

1. Prof. Dott. P. FORCELLA, Roma, e Comm. Dott. Ing. A. STECCANELLA, Firenze: « *Il parametro forma e il parametro qualità in relazione alla durabilità di alcuni materiali ferroviari* ».

Di questa comunicazione confidiamo di poter pubblicare in seguito un ampio riassunto.

2. Prof. Dott. R. WALZEL, Leoben: « *Progressi metallurgici nell'armamento ferroviario dell'Austria* ».

Durante le osservazioni d'esercizio di 10 anni su binari di prova e su binari normali con forte traffico si hanno potuto raccogliere esperienze in merito a rotaie speciali di acciaio elettrico duro al manganese con ca. 0,6 %C e 1,8 % Mn e con una resistenza alla trazione di 90 a 98 Kg/mmq. Entro un determinato tipo di rotaie cambiamenti della resistenza alla trazione entro questi dati limiti non hanno praticamente nessuna influenza sull'entità del logoramento; un'influenza notevole viene invece esercitata dalle condizioni di posa e d'esercizio del tracciato e specialmente anche dalla direzione dl traffico su tratti con forte salita; inoltre le rotaie esterne delle curve si logorano a metà della lunghezza in media più fortemente che non alle estremità. Accanto alla resistenza al logoramento più elevata, queste rotaie speciali presentano anche più elevata resistenza contro lo schiacciamento delle estremità delle rotaie, ciò che si esplica in una durata di esercizio prolungata. Anche la resistenza alla rottura a temperature basse è alquanto più alta; con queste rotaie speciali non si ha avuto ancora nessun caso di rottura per freddo. La saldatura a bacio elettrica di queste rotaie non presenta alcuna difficoltà. Attualmente sono sotto osservazione in tratti di galleria rotaie di acciaio elettrico al manganese con aggiunte di rame più alte del solito.

Per cuori di scambio, secondo esperienze di 7 anni, ha dato buona prova un acciaio speciale fucinato di composizione chimica simile, che mediante trattamento termico in olio è stato portato ad un limite di schiacciamento di ca. 115 Kg/mmq. e ad una resistenza alla trazione di ca. 135 Kg/mmq. Di fronte ai soliti cuori di scambio in acciaio colato la perdita d'altezza in seguito a schiacciamento per urto, che è la causa principale per l'inservibilità prematura, non comporta in questi cuori speciali che da un quinto a un decimo. Contemporaneamente la resistenza alla rottura è pure assai alta. Questo è il motivo per cui si usano in nuovi scambi ormai unicamente simili cuori speciali. La saldatura della rotaia al cuore di scambio non offre nessuna difficoltà.

3. Dott. J. FRIEDLI, Zurigo: « *Prove comparative di corrosione su acciai da rotaie* ».

Da esperienze della durata da 4 ad 8 mesi eseguite su rotaie di acciai differenti — rotaie semplici, di due materiali e trattate termicamente — si è rilevato che la corrosione era molto più forte in galleria con atmosfera ricca di gas carichi di fumo e continuamente assai umida, che non all'aperto. Acciai non legati e legati ed acciai al rame si comportavano generalmente in gallerie con esercizio a vapore meno favorevolmente che non acciai liberi o poveri di rame.

D'altro canto nella corrosione atmosferica all'aperto si poteva osservare che un tenore di rame da 0,15 a 0,27 % esercitava un'influenza rallentante sulla corrosione.

Tanto in galleria quanto all'aperto sembra che gli acciai legati e non legati con basso tenore di carbonio abbiano generalmente più forte tendenza alla corrosione che non i materiali con un tenore di carbonio medio e alto. Nel caso di corrosione atmosferica senza gas carichi di fumo si è potuto osservare, nel corso di esperienze di ormai 4 anni, che specialmente gli acciai già di per se duri con la loro struttura uniformemente eutectoida presentavano la minima perdita di peso per corrosione. Gli acciai trattati termicamente, specialmente quelli con struttura sorbitica, presentavano all'aperto la massima corrosione, mentre nelle gallerie si comportavano più favorevolmente che i materiali già per sè duri. In caso di immersione alternata in acqua distillata e contenente solfato di calcio tutti i materiali si comportavano press'a poco ugualmente; soltanto dopo un lungo periodo di prova si potevano rilevare certe differenze nella velocità di corrosione.

4. Dott. R. V. Baud, Zurigo: « *Determinazione del più favorevole profilo di gambo di rotaie ferroviarie* ».

Dal punto di vista della resistenza il profilo di gambo più favorevole è quello nel quale il valore di tensione, valido per il margine del gambo, è uguale dal fungo fino alla suola; in questo caso il materiale del gambo viene sollecitato uniformemente. Partendo da queste considerazioni vengono derivate le formule per la determinazione dello spessore variabile del gambo, presentanti dati sul profilo più favorevole nel caso piano, nonchè fissanti nuovi valori volumetrici, basandosi su misurazioni e su una serie di ipotesi. Da esempi calcolati per il gambo con tensione trasversale costante, risulta che la tensione trasversale del gambo nuovo è di molto più bassa del corrispondente valore massimo nelle costruzioni finora in uso. Questa riduzione dipende da un lato della costruzione più favorevole e dall'altro dalla dovuta considerazione dell'effetto volumetrico. Il nuovo gambo ha una forma un po' insolita, in quanto è nella parte superiore più spesso e nella parte inferiore più sottile di quello che si ha nelle costruzioni finora usate.

VII. — Saldatura.

Su questo argomento sono state presentate 9 comunicazioni. Riassumiamo le più significative.

1. John Wattmann, Berlin: « *La saldatura alumino-termica nella costruzione di rotaie lunghe e nel binario continuo* ».

Con l'applicazione del processo di saldatura alumino-termica nel suo stadio odierno di sviluppo è possibile ottenere una fusione diretta nella testa della rotaia, se si tratta di rotaia di acciaio con alto tenore di carbonio, di modo che la durezza della saldatura non differisce che di poco dalla durezza della rotaia stessa. Questo processo è particolarmente adatto per giunti di rotaie già armate, perchè per la sua esecuzione non occorrono che pochi utensili e pochi operai specializzati. Questo processo è il più economico quando si tratta del ricambio di binari a rotaie lunghe. Accanto al risparmio nelle rotaie di ricambio e nelle spese di trasporto delle rotaie si aggiunge un ulteriore vantaggio, in quanto vengono saldate assieme soltanto rotaie corrispondenti e logorate uniformemente. Con questo metodo le vecchie stecche possono venir saldate assieme mediante iniezioni profilate, eliminando contemporaneamente i cosidetti « dorsi

di porco » ed eventuali difetti al giunto. Senza saldatura è impossibile la costruzione d'un binario continuo. Accanto ai suoi grandi vantaggi il binario continuo ha però anzitutto lo svantaggio del pericolo d'incurvamento a temperature elevate e di rottura delle rotaie a temperature basse. Perciò si dovrebbe tentare di raggiungere nel materiale da rotaie un limite di compressione più elevato, mentre per ottenere un binario rigido è da prevedere un attacco delle rotaie ad angolo rigido, e particolarmente un attacco a cuneo, che offre inoltre il vantaggio del facile ricambio. Le esperienze finora fatte con binari continui sono buone.

2. I. E. LANGUEPIN, Paris: « *Ricerche su rotaie saldate elettricamente a resistenza* ».

Prove di flessione all'urto eseguite con un martino di 300 Kg. ed una distanza d'appoggio di 0,5 mt. su rotaie di differente provenienza saldate elettricamente a resistenza, hanno dato grande scarto nei risultati; la frattura si estendeva spesso parzialmente attraverso la saldatura. Prove comparative eseguite su pezzi di rotaie usate mostravano però anche grande irregolarità. Nell'esame delle saldature rotte si sono riscontrate su molti provini superfici di frattura di aspetto particolare e persino tratti non saldati. La presenza di questi difetti e la loro distribuzione influiscono naturalmente sulla resistenza alla flessione all'urto. Le ricerche hanno portato allo scoprimento delle seguenti cause per questi difetti:

1) insufficiente velocità di schiacciamento alla fine del processo di saldatura, da cui segue che la pressione che conduce alla saldatura non influisce sufficientemente su tutta la sezione della rotaia all'inizio della solidificazione;

2) strappamento di frammenti di metallo durante il preriscaldamento; risultano cavità le cui parete in conseguenza dell'insufficiente riscaldamento, non possono venir saldate.

Mediante un comando idraulico per lo scorritoio si possono sormontare queste difficoltà. In tal modo si raggiunge una velocità iniziale per lo schiacciamento finale assai grande e si può regolare esattamente il grado di pressione alla fine della saldatura. Ugualmente si può regolare la velocità iniziale del carrello in modo tale da evitare un urto fra le due estremità delle rotaie e ridurre la pressione di contatto, di modo che non si forma un arco voltaico che causa le cavità così temute.

3. Dott. R. DÜMPELMANN, Francoforte: « *Lo sviluppo della saldatura autogena per giunti di rotaie* ».

Ricerche anteriori sulla saldatura autogena di giunti di rotaie sono rimaste nello stadio iniziale, perchè le si considerava più quale problema costruttivo che non quale problema metallurgico; di fronte alle alte sollecitazioni di esercizio per flessione alternata, la saldatura di testa senza piastra d'appoggio o stecca è la più appropriata in vista dell'uniforme percorso delle tensioni. Simili giunti saldati col processo ossiacetilenico sono ora possibili grazie allo sviluppo di fili d'apporto speciali, che danno un giunto tenace con alta resistenza, anche in caso di acciai con alto tenore di carbonio. Con materiali d'apporto, scelti adeguatamente, si possono saldare col processo ossiacetilenico rotaie compound fra loro ed anche con altri acciai. La resistenza alla flessione alternata di giunti di rotaie saldati col processo ossiacetilenico risulti di 19 Kg/mmq.; si può però ancora aumentarla migliorando ulteriormente i materiali di apporto.

Il vantaggio del giunto saldato col processo ossiacetilenico risulta da un confronto con la resistenza alla flessione alternata del giunto avvitato, che può commisurarsi a 10 Kg/mmq.

Studi ed esperienze compiute in Italia sulla stabilità del binario in relazione alle azioni termiche

(Sunto della comunicazione fatta alla IV Conferenza internazionale della rotaia)

Prof. Ing. F. CORINI

In relazione al programma delle Ferrovie dello Stato Italiano, prevedente il raggiungimento di altissime velocità sulle principali linee della rete, superiori anche ai 200 Km. all'ora, si è considerato il problema della struttura del binario come fondamentale, essendo ovviamente legate le condizioni di conforto e di stabilità del materiale mobile alle grandi velocità con le condizioni della linea. Nell'Istituto di Costruzioni stradali e ferroviarie dell'Università di Genova, da me diretto, si sono fatti studi teorici ed esperienze intese a risolvere le questioni più importanti connesse col problema enunciato (1).

Lo studio delle dilatazioni del binario era già stato fatto in linea teorica dal Baticle e dal Wetmann, ma tale studio era di per sè sterile perchè mancava la conoscenza delle resistenze allo spostamento, determinate appunto con le esperienze illustrate nella terza nota (1).

Si venne così a precisare che le rotaie, anzichè subire dilatazioni uguali a quelle che subirebbero se fossero libere, subiscono un processo, assai complesso dominato dalla resistenza allo scorrimento dell'armamento sul primo strato di massicciata e dalla resistenza allo scorrimento relativo alle rotaie rispetto alle stecche dei giunti.

Considerate le *dilatazioni delle rotaie in funzione di temperature variabili,* dapprima crescenti e poi decrescenti ed infine ancora crescenti sino al valore iniziale, si ottiene, anzichè una retta o un arco di curva percorso due volte, un ciclo chiuso molto simile ai cicli di isteresi magnetica e d'isteresi elastica. Il fenomeno della dilatazione della rotaia appare un fenomeno assai complesso, sul quale influiscono i cicli precedentemente compiuti, cioè esso va riguardato dal punto di vista dei fenomeni ereditari. Le formule principali che dominano il fenomeno sono queste:

$$x = l - \frac{S \, . \, E \, . \, (t - t_o) - R_1}{r}, \qquad [1]$$

$$\lambda = [\alpha \, (t - t_o) - \frac{R_1}{E\,S} + \frac{r\,(\xi + x)}{2\,E\,S} - \frac{r}{E\,S} \, l] \, (\xi - x), \qquad [2]$$

$$\lambda_B = \frac{1}{2\,E\,S\,r} \, [E\,\alpha\,S\,(t - t_o) - R_1]^2, \text{ per } x = 0, \qquad [3]$$

$$\lambda_B = [\alpha \, (t - t_o) - \frac{R_1}{E\,S} - \frac{r}{2\,E\,S} \, l] \, l, \text{ per } x \neq 0, \qquad [4]$$

(1) Degli studi compiuti ho dato conto con 4 note: tre pubblicate nel 1935 nel « Bulletin de l'Association Internationale des Chemins de Fer » e nel « Politecnico » dal titolo: « Sur la structure de la voie pour les grandes vitesses des trains », una pubblicata nel 1937 sullo stesso « Bulletin » dal titolo « Sur la structure de la voie en courbe pour les grandes vitesses des trains ».

in cui:

$2l$ = lunghezza della rotaia,

$2x$ = parte centrale non dilatata,

S = area della sezione della rotaia,

E = modulo di elasticità dell'acciaio di cui è costituita la rotaia,

t_0 = temperatura iniziale,

t_1 = temperatura finale,

R_1 = resistenza allo scorrimento fra stecche e rotaie,

r = resistenza longitudinale allo scorrimento dell'armamento,

λ = spostamento di un punto distante ξ dal punto di mezzo della rotaia,

λ_0 = spostamento della sezione estrema della rotaia.

Tali conclusioni sono state accuratamente controllate con rilievi minuziosi su binari in esercizio, ricavando sperimentalmente veri cicli di isteresi termica.

* * *

Anche la *determinazione della curva elastica del binario* soggetto a carico di punta per incremento di temperatura, era stata studiata da altri autori (dagli stessi sopra citati e da altri che ne seguirono le traccie), ma introducendo un'ipotesi, comoda per facilitare l'integrazione dell'equazione differenziale della curva elastica, ma lontana dalla realtà. Si supponeva che la resistenza allo spostamento laterale del binario fosse proporzionale allo spostamento stesso. Ipotesi, come si è detto, comoda perchè rende omogenea la equazione differenziale, ma non corrispondente ai fatti.

La resistenza allo spostamento laterale è essenzialmente una resistenza di attrito e non una reazione elastica, nè è simile a quella del terreno compresso, che è regolata dalla formula di Winkler.

L'esperienza, di cui si dà conto nella terza nota, conferma che trattasi di resistenza indipendente dallo spostamento. In base a tal punto di vista si è integrata la equazione differenziale della curva elastica, e si sono determinate condizioni di stabilità, che erano sconosciute.

La equazione differenziale della curva elastica del binario soggetto a carico di punta F_1 è data da:

$$\frac{d^2 z}{d \sigma^2} = - a^2 z, \qquad [5]$$

in cui:

$$z = 2 r'_2 + F_1 \frac{M}{E J},$$

$$a^2 = \frac{F_1}{E J}$$

essendo:

F_1 = l'intensità delle forze di compressione applicate agli estremi delle rotaie con braccio di leva δ; $F_1 = 2. E.S. \alpha (t_{mx} - t_0)$,

η = distanza di un punto della curva elastica dalla posizione iniziale,

$M = F_1 (\delta + \eta) - r'_2 \sigma (L - \sigma)$,

r'_2 = resistenza allo scorrimento laterale,
σ = ascissa rispetto all'origine posta ad un estremo,
L = lunghezza di rotaia considerata.

Integrata la [5] si ha:

$$\eta = \left(\frac{-2 r_2'}{F_1 a^2} + \delta \right) \left(\frac{\cos \left(\frac{a L}{2} - a \sigma \right)}{\cos \frac{a L}{2}} + 1 \right) + \frac{2 r_2' \sigma (L - \sigma)}{2 F_1} , \qquad [6]$$

per $\delta = o$ la freccia f di incurvamento diventa:

$$f_1 = \frac{-2 r_2'}{F_1 \cdot a^2} \left(\frac{1}{\cos \frac{a L}{2}} + 1 \right) + \frac{2 r_2' L^2}{8 F_1} .$$

La condizione di stabilità è:

$$L < \frac{\pi}{a} = \pi \sqrt{\frac{E I}{F_1}} .$$

L può essere assunta $= 2x$.

Il massimo di L è quello per cui $f_1 = o$ e cioè:

$$\frac{1}{a^2} \left(\frac{1}{\cos \frac{a L}{2}} + 1 \right) \geqq \frac{L^2}{8} .$$

Ricavato L, e posto $x = \frac{L}{2}$ si deduce la semilunghezza della rotaia:

$$l = \frac{L}{2} + \frac{S E \alpha (t - t_0)) - R_1}{r} . \qquad [8]$$

Ma un criterio più pratico è quello di determinare la lunghezza massima in relazione al massimo intervallo ammissibile fra le rotaie.

Sia $2\,\delta$ l'intervallo; le rotaie si trasmettono una forza Φ capace di annullare, per accorciamento meccanico, l'allungamento termico $\lambda_B - 2\,\delta$. Risulta:

$$\Phi = \frac{\lambda_B - \delta}{l - x} \cdot 2 E S .$$

dovrà essere:

$$2\, l < \pi . \sqrt{\frac{E I}{\Phi}} \qquad [9]$$

e:

$$\frac{1}{a^2} \left(\frac{1}{\cos \frac{a \cdot 2 l}{2}} + 1 \right) \geqq \frac{(2\, l)^2}{8} . \qquad [10]$$

Le applicazioni fatte nella seconda nota hanno condotto ad individuare due nuovi mezzi per rendere possibile l'aumento della lunghezza delle campate di binario: preriscaldamento delle rotaie e ancoraggio delle traverse.

Riscaldando le rotaie (a mezzo della corrente elettrica) prima della posa, sino ad opportuna temperatura, si possono ottenere campate stabili di 108 m. pur con balzi di temperatura da -25° a $+55^\circ$.

Si ammette di poter sollecitare la rotaia a tensione di 1000 Kg/cmq. per azioni termiche. Allora si monta la rotaia a 32°; a -25° essa avrà subito uno sforzo di tensione appunto di 1000 Kg/cmq. A 55° avrà subito uno sforzo $\Phi = 30.192$ Kg. (se le testate erano a contatto) con il quale risultano soddisfatte le condizioni di stabilità [9] e [10] pur con $2l = 108$ m., se $J = 2S\left(\frac{s}{2}\right)^2$ essendo S lo scartamento.

Ciò implica provvedimenti atti a garantire la solidarietà completa delle 2 rotaie.

Adottando l'ancoraggio delle traverse la resistenza allo spostamento trasversale diventa proporzionale allo spostamento $(\beta_o \eta)$, l'equazione differenziale della curva elastica diviene:

$$EI\frac{d^4\eta}{d\sigma^4} + F_1\frac{d^2\eta}{d\sigma^2} + \beta\cdot\eta = o\,,$$

e l'equazione di stabilità diviene:

$$F_1 \leq 2\sqrt{\beta EI}$$

indipendente dalla lunghezza. Allora montando le rotaie a 16 gradi e supposto $t_{mx} = 55^\circ$ F_1 risulta:

$$F_1 = 2S\alpha\,(t_{mx} - t_o)\,.\,E = 112.320 \text{ Kg.}$$

per armamento FS 46.

La pressione unitaria $\frac{F_1}{2S} < 1000$ Kg/cmq. e la stabilità è garantita purchè sia $\beta > \frac{F_1^2}{4EJ}$ dell'ordine di Kg. 0,0016 per cm. di binario e per cm. di spostamento.

Quindi adottando preriscaldamento e ancoraggio delle traverse, si può adottare la rotaia continua senza giunti.

Queste ultime considerazioni hanno suggerito un *nuovo tipo di sovrastruttura ferroviaria*, atta a risolvere anche problemi di più ampio respiro.

Le esperienze di cui si dà conto nella terza nota hanno fissato i valori delle accennate resistenze, valori presi in considerazione da tutte le principali ferrovie e sottoposti a ripetute verifiche e controlli.

1) La resistenza $2r_2 = r'_2$ allo scorrimento longitudinale dell'armamento è risultata di 613 Kg/ml.

2) La resistenza r''_2 allo scorrimento laterale è risultata di 257 Kg/ml.

3) La resistenza r'_1 allo scorrimento fra rotaie e piastre con attacco diretto è risultata da 2538 Kg/ml. di rotaia e di 5076 Kg/ml. di binario.

4) La resistenza r''_1 allo scorrimento fra rotaie e piastre con attacco indiretto è risultata di 5076 Kg/ml. di rotaia e 10152 Kg/ml. di binario.

Da queste esperienze risulta che la resistenza allo scorrimento dell'armamento sul primo strato di massicciata è sempre di gran lunga inferiore a quella allo scorrimento delle rotaie sulle piastre di appoggio, sia nel caso di attacco diretto che di attacco indiretto. Discende da ciò che nelle dilatazioni delle rotaie, si ha scorrimento di tutto l'armamento sul primo strato di massicciata e non delle rotaie sui cuscinetti: si è venuto a chiarire un fenomeno fino a poco tempo fa oscuro, tanto che veniva data grande importanza dalle amministrazioni all'attacco indiretto, considerato come il più notevole fra i recenti perfezionamenti dell'armamento. I risultati sovra esposti chiariscono l'inefficacia attuale dell'attacco indiretto: sarà efficacissimo e prezioso quando sarà attuato l'ancoraggio delle traverse.

Nella quarta nota il tratto di *binario in curva è considerato sotto due aspetti*: come arco incastrato e come arco incernierato alle imposte. Si ritrovano come casi particolari le condizioni di stabilità già ottenute per il binario in rettifilo. Qui vi è qualche considerazione per aumentare la solidarietà delle due file di rotaie, al fine di poter fare assegnamento sul maggior momento di inerzia del binario rispetto ad un asse verticale, specialmente per l'armamento non ancorato.

I valori della r determinati su lunghe tratte di binario in esercizio con numerose esperienze confermano i valori da me sopraindicati con scarti dell'ordine dal 10 al 20%. I rilievi nelle deformazioni termiche hanno confermato il fenomeno di isteresi termica. In fine su binario in esercizio si è provocato lo slineamento del binario dando luogo al carico di punta meccanicamente, con l'uso di presse idrauliche, anzichè termicamente. Pur con binario normale, senza cioè speciali accorgimenti per rendere maggiore la solidarietà fra rotaie e traverse, si è avuta una buona conferma dei limiti di stabilità determinati con le [9] e [10].

Non rimane che da sperimentare il tipo di sovrastruttura a sostegni ancorati e con la saldatura senza limiti dei giunti.

Convegno di Matematica Applicata.

Nei giorni 23, 24, 25 febbraio 1939-XVII si terrà in Roma, presso l'Istituto Matematico della R. Università (Città Universitaria), un Convegno di Matematica Applicata.

Le relazioni sono così distribuite:

Giovedì 23 *febbraio, ore* 17,30:

E. Persico, della R. Università di Torino: *L'idea di probabilità nella Fisica Classica.*

G. Vick, della R. Università di Palermo: *L'idea di probabilità nella Fisica dei quanti.*

Venerdì 24 *febbraio, ore* 17,30:

E. Pistolesi, della R. Università di Pisa: *Omogeneità, similitudine, modelli: fondamenti teorici.*

A. Eula, della Direzione Generale Studi ed Esperienze di Guidonia: *Omogeneità, similitudine, modelli: verifiche sperimentali.*

Sabato 25 *febbraio, ore* 16,30:

A. Ghizzetti, del R. Politecnico di Torino: *Il Calcolo degli operatori nello studio dei problemi tecnici.*

G. Krall, della R. Università di Napoli: *Regolazione delle turbine e onde nelle condotte. — Vibrazioni degli aeroplani in volo.*

Sono invitati ad assistere alle relazioni e a prender parte alla discussione che seguirà ad esse quanti possano avervi interesse.

Apparecchiatura per constatare tensione sulle linee di contatto 3000 V. corrente continua

Ing. A. MAZZONI, per incarico del Servizio Lavori e Costruzioni delle F. S.

Riassunto. — **Viene descritta una apparecchiatura per constatare tensione sulle linee di contatto 3000 V. c. c., da impiegarsi sia in occasione della prima messa in esercizio di impianti di elettrificazione, sia per misure e verifiche durante l'esercizio.**

In occasione della prima messa in esercizio delle condutture di contatto di nuovi impianti di elettrificazione (specialmente se comprendenti grandi stazioni suddivise in numerose zone elettriche), risulta particolarmente difficile constatare se arriva regolarmente tensione dalle sottostazioni elettriche, se le varie zone sono giustamente collegate e se la manovra dei separatori aerei avviene regolarmente nel senso che un separatore comandi effettivamente l'inserzione o la disinserzione della zona di competenza.

Correntemente queste verifiche vengono eseguite applicando al normale corto circuito impiegato per mettere a terra le condutture, un sottile filo di piombo teso a guisa della corda di una balestra da un fuscello di legno ricurvo e mettendo il filo di contatto con una parte in tensione delle condutture in esame (preferibilmente un braccetto di poligonazione); ma è evidente che un simile grossolano espediente, oltre che danneggiare le condutture per gli archi che si vengono ad adescare, può anche dare luogo a gravi inconvenienti e guasti agli impianti, se tali archi si propagano, come facilmente avviene con la corrente continua.

È stata pertanto ideata da chi scrive l'apparecchiatura rappresentata in figura, formata da un fioretto diviso in quattro pezzi per il suo facile trasporto, con attacchi a baionetta per un rapido montaggio, isolato mediante due isolatori di porcellana e interposta zona metallica di sicurezza da mettere a terra ad una rotaia. Alla punta del fioretto è connesso un cavetto flessibilissimo, fortemente isolato in gomma e tela, protetto contro l'usura, negli ultimi due metri verso terra, da una calza formata di sottili fili di acciaio. Il cavetto fa capo, a mezzo di una spina a forte isolamento ad un voltmetro c.c. 0 ÷ 4500 V. in cassa stagna, racchiuso in una cassetta di legno, portante ribaltabili a cerniera, quattro gambe per l'appoggio sul terreno.

Sia il vetro dello strumento che quello della cassetta sono di tipo infrangibile con rete metallica di sicurezza. Completano l'apparecchiatura l'attacco del polo negativo del voltmetro alla rotaia fatto a mezzo di un cavetto uguale a quello di linea, portante dalla parte dell'apparecchio una spina bene isolata e dall'altra parte un capo corda di unione ad una ganascia di bronzo munita di vite a galletto per l'attacco alla rotaia. Alla stessa ganascia fa pure capo l'attacco per la zona metallica sopradetta di messa a terra di sicurezza del fioretto.

Cassetta del voltmetro, cavetti e ganascia trovano tutti posto in una borsa di pelle munita di maniglia e cinghia di trasporto.

Fig. 2.

Linea contatto 3000 V. c.c.
Cavetto flessibilissimo isolato in gomma e tela
m. 5.80
m. 4.80
Volmetro indicatore
Terra
Linea +

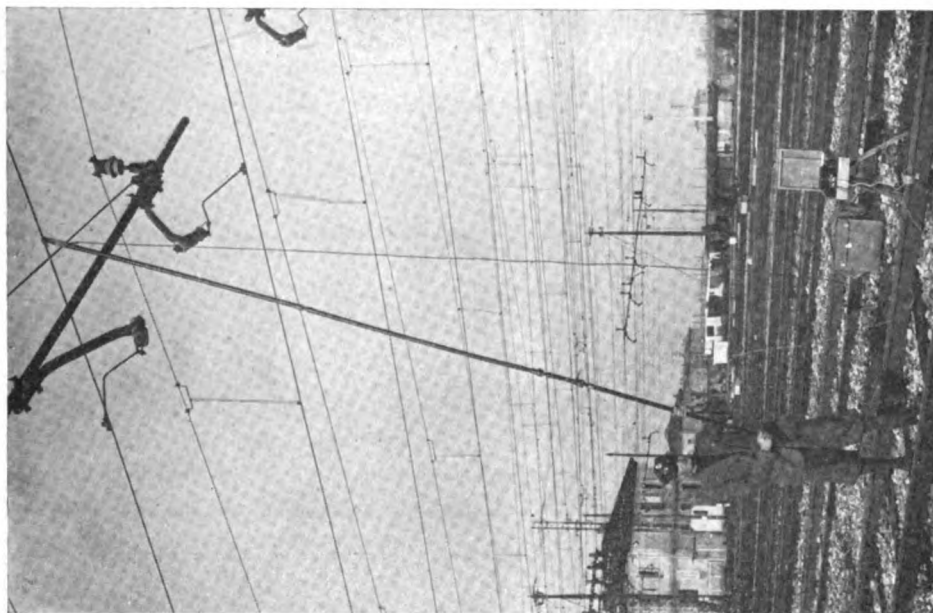
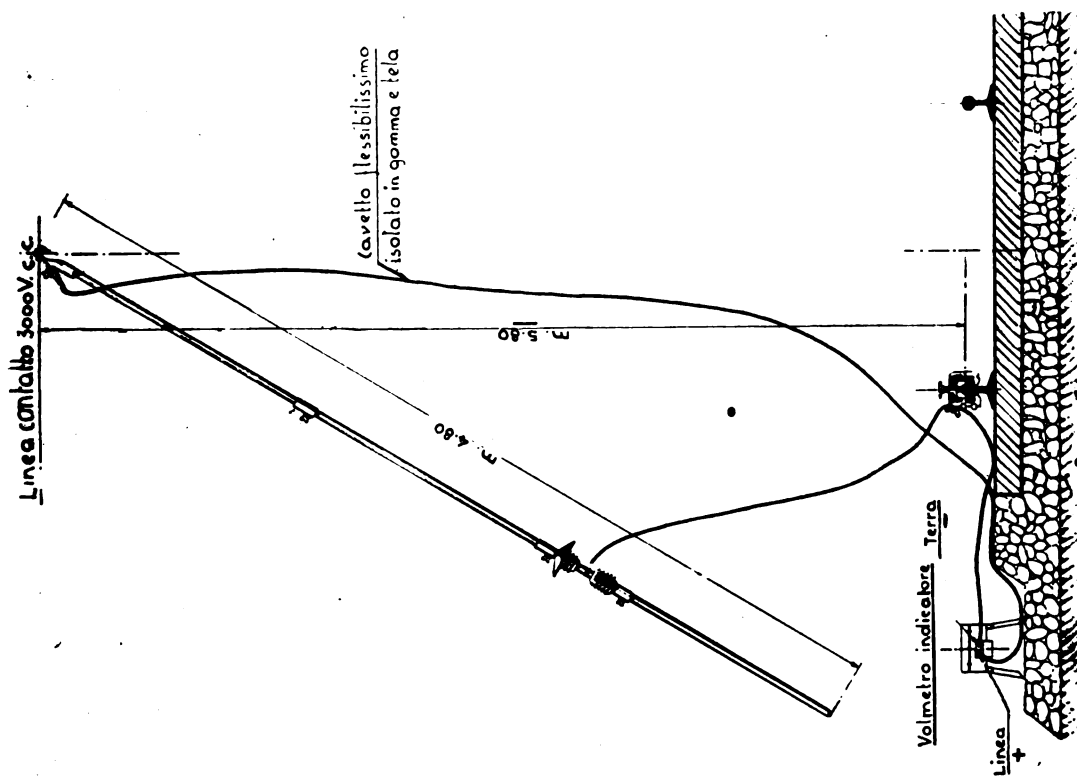



Fig. 1.

L'uso dell'apparecchio è semplicissimo e risulta dalla figura. Innestato il fioretto e tolto il fermo all'indice del voltmetro, si applica alla rotaia la ganascia di bronzo e si collega questa al polo negativo del voltmetro e alla zona di sicurezza del fioretto, indi collegato il cavetto isolato alla cima del fioretto ed al polo positivo del voltmetro, l'operatore tocca la conduttura che interessa e dallo strumento può constatare se vi è o meno tensione.

Per evitare false inserzioni, sia sul voltmetro che sulla cassetta vi sono delle targhette che indicano il polo positivo (linea) e quello negativo (terra); in più le spine di inserzione ai due poli hanno diverso diametro, in modo da impedire un eventuale scambio e quindi errori di collegamento.

Per sicurezza il buon funzionamento dell'apparecchio può essere controllato preventivamente su qualche conduttura elettrica vicina, sicuramente in tensione.

L'apparecchiatura descritta può anche trovare utile impiego nell'esercizio corrente, per misurare le cadute di tensione che si verificano in particolari caratteristici punti delle condutture di contatto, sia durante il movimento normale dei treni, sia in occasione di traffico eccezionale.

La funzione e le mete dell' Istituto Elettrotecnico Nazionale Galileo Ferraris.

Il 29 settembre 1935-XIII venne inaugurato in Torino l'Istituto Elettrotecnico Nazionale Galileo Ferraris, che svolge attività didattica, scientifica e tecnica in tutti i campi delle discipline elettriche.

Esso ha sede in edifici costruiti ed arredati allo scopo ed è suddiviso in reparti che corrispondono ai rami più interessanti dell'elettrotecnica: tecnologia, elettromeccanica, materiali, comunicazioni (radiotecnica, telefonia, elettroacustica), illuminazione.

S. E. Giancarlo Vallauri, nel diramare un fascicolo del prof. Paolo Lombardi, che descrive minutamente gli impianti dell'istituto e ne illustra l'attività, precisa in poche linee la funzione della nuova istituzione nel quadro della tecnica e dell'economia italiana.

« Il Duce — Egli dice — ha dato vita all'Istituto Elettrotecnico Nazionale per creare in Italia un centro di alti studi, capace di far progredire la scienza da un lato e di fornire dall'altro all'industria un insostituibile aiuto di consulenza e di guida e sempre nuove schiere di provetti specialisti.

« L'Istituto non ha ancora tre anni di vita, ma ha compiuto uno sforzo poderoso per attrezzarsi e per avviare produttivamente la sua attività.

« Le grandi industrie trovano conveniente affidare all'I. E. N. lo studio di problemi speciali. Le industrie medie e piccole vedono eliminata, grazie all'aiuto dell'I. E. N., l'inferiorità, che a loro derivava dalla mancanza di propri laboratori di ricerca.

« L'Istituto vuol esser un esempio di quanto, sotto la guida del Consiglio Nazionale delle Ricerche e nell'àmbito dello Stato corporativo, può e deve essere compiuto a servizio dell'autarchia ».

L'attività dell'Istituto — riportiamo un punto essenziale del fascicolo illustrativo — vuol essere tipicamente un'attività collegiale: ciascuno di coloro che vi lavorano dà la sua opera in intima unione con quella degli altri e tutti collaborano alla vita dell'ente. Un gruppo di studiosi, che lavori concordemente, ha possibilità senza confronto superiori alla somma delle possibilità dei suoi componenti; a patto che essi operino con piena e fraterna intesa, che siano a giorno ciascuno di quanto gli altri stanno compiendo, dei mezzi che hanno escogitato, delle soluzioni che hanno trovato: Solo chi ha provato questo genere di vita di laboratorio, conosce per prova l'affinarsi di ciascuno attraverso quei contatti reciproci, il risparmio di tentativi inutili, che ne deriva, il pregio di un suggerimento, che getta improvvisa luce su un punto oscuro e risolve una difficoltà, l'effetto benefico di una discussione e di una critica e, infine, il rapido formarsi e maturarsi dei giovani in simile atmosfera.

Efficacissime a tale scopo riescono le riunioni periodiche di quanti lavorano entro l'Istituto e vi portano l'eco delle loro ricerche, espongono gli argomenti che li interessano, enunciano i quesiti di cui perseguono la soluzione. Iniziate con ritmo più rado, esse sono ora settimanali ed avevano raggiunto — con la fine del luglio 1938 — il numero di 89. L'interesse che destano anche fuori dell'ambito dell'I.E.N. è documentato dalla richiesta di frequentarle, rivolta da docenti e da studiosi estranei: alla quale si annuisce con piacere, apprezzando il contributo di dottrina e di vivacità che così vien portato alle discussioni e agli scambi di idee. La collezione dei « Verbali delle Riunioni I.E.N. », stesi di volta in volta da uno dei partecipanti, a turno, consente di ritrovare sempre memoria della materia trattata e costituisce un'utile raccolta di informazioni: ove si aggiornano o si preannunciano notizie scientifiche e tecniche, si recensiscono libri e articoli, si riferiscono esperienze e ritrovati, taluni anche inediti.

Oltre alle riunioni interne plenarie, hanno pure luogo, di tempo in tempo, riunioni parziali degli appartenenti a singoli reparti, nelle quali si svolgono argomenti più particolari. E costituiscono sede ulteriore per scambi d'idee anche tecniche e scientifiche le convocazioni a rapporto dei capireparto e capisezione, indette settimanalmente dal Presidente per gruppi di reparti affini, allo scopo di trattare le questioni di vita interna e di assegnare le direttive da seguire.

Subordinatamente alla sua funzione scientifica, l'I.E.N. compie prove e ricerche per conto di enti pubblici e di privati. All'esecuzione di esse concorrono tutti i reparti dell'Istituto, secondo l'argomento di loro competenza; quelle di carattere ordinario hanno luogo secondo le norme di un apposito regolamento, quelle che rivestono per qualche ragione un carattere speciale si svolgono con l'osservanza del regolamento generale e secondo le disposizioni di volta in volta precisate dalla Presidenza dell'Istituto in accordo col committente.

L'Istituto rilascia, abitualmente, un certificato che contiene i risultati ottenuti. Qualora non riscontri tale possibilità, perchè le caratteristiche dell'oggetto non sono compatibili con la prova richiesta, o perchè questa non conduce a risultati conclusivi, o per altro simile motivo, consegna invece un rapporto sulle misure eseguite.

I documenti emessi dall'I.E.N. per tale servizio negli anni 1935-36-XIV e 1936-37-XV sono stati in numero di 188 e 225, rispettivamente, corrispondenti a circa 500 e 600 prove. Queste comprendono — fra l'altro — tarature di strumenti indicatori, registratori, integratori, verifiche di campioni, determinazioni di proprietà elettriche e magnetiche di materiali, rilievi di caratteristiche di macchine elettriche e di curve fotometriche di lampade comuni e speciali, analisi del comportamento di relè e di apparecchi telefonici e radiotecnici, prove di carattere acustico su dispositivi e su materiali.

Taluni lavori, eseguiti per soddisfare richieste di terzi, presentano il carattere di vere e proprie ricerche tecniche o scientifiche e vengono anche a volte a inserirsi in un piano più vasto di studi. Così, per citare un solo esempio, le esperienze sistematiche che si sono condotte e si stanno ancora proseguendo sui lamierini ferromagnetici per macchine dinamoelettriche e per trasformatori: anche se per una parte esse rispondono a richieste singole di fabbricanti e di costruttori, rientrano per un'altra nel quadro della più vasta ricerca con scopi di carattere nazionale, affidata su questo tema dal C.N.R. all'opera dell'Istituto.

Accanto a tale attività di prove su apparecchi o materiali in forma definitiva, l'Istituto ha iniziato anche un servizio di consulenza tecnica da cui ci si ripromettono frutti fecondi a favore della produzione nazionale. Una ditta costruttrice abbia — a mo' d'esempio — studiato ed attuato un tipo di apparecchio elettrico che intende riprodurre e diffondere sul mercato; essa invia il prototipo all'I.E.N., che lo sottopone ad attento esame ed a prove di funzionamento. L'Istituto, sostituendosi in certo qual modo a chi dovrà adoperare il dispositivo, comunica al costruttore i frutti delle sue osservazioni.

I vantaggi, che ditte, seriamente animate dal desiderio di perfezionare i loro prodotti, possono trarre da tale opera di critica serena e di consiglio disinteressato, sono evidenti. L'I.E.N. vuol incoraggiare quanto è possibile anche presso di noi la collaborazione tra scienza e tecnica, già riuscita più facile all'estero per il fatto che molti dei più grandi laboratori sono al servizio di organismi industriali. E non poco è lecito attendersi da tale azione comune, resa più profonda e più intima.

Stabilità e criteri costruttivi delle automotrici veloci a scartamento ridotto

Ing. E. STAGNI, del Circolo Ferroviario di Cagliari

Riassunto. — **Si stabiliscono condizioni di confronto, riguardo alle condizioni di stabilità ed al regime di esercizio, tra le automotrici a scartamento normale e le automotrici a scartamento ridotto: si indicano per queste ultime, sulla scorta delle esperienze attuali e giusta le esigenze del tracciato delle linee, i provvedimenti costruttivi per realizzare parità di condizioni nei confronti delle prime.**

Il problema dell'introduzione di automotrici sulle linee a scartamente ridotto si può dire, dal punto di vista tecnico, ancora insoluto; è un fatto che non è stato ancora costruito un tipo di automotrice capace di raggiungere, sulle linee in questione, velocità paragonabili, e con pari sicurezza, a quanto si raggiunge ormai da vari anni con le automotrici a scartamento normale. I pochi esemplari ora in esercizio, benchè di diversi tipi, hanno dato luogo quasi tutti, chi più chi meno, a casi di sviamento; tanto che le società esercenti hanno ritenuto opportuno attenersi a criteri di esercizio assai prudenti, ottenendo velocità alquanto minori di quelle previste, con danno quindi delle esigenze di traffico.

Le difficoltà tecniche, che sopratutto ostacolano tale introduzione, sono tutte relative agli elementi geometrici ed elastici del veicolo in relazione alle caratteristiche della linea. Si può asserire che una grave difficoltà è costituita dalle condizioni particolarmente gravose di tracciato di queste linee, in cui il raggio di curva dominante è di 100 m., la curva è immediatamente seguita dalla controcurva, ecc.; ma ciò non impedisce, come vedremo in seguito, che a parità di accidentalità di tracciato e di regime di circolazione, un esemplare di automotrice a scartamento ridotto, di quelle costruite finora, si trovi sempre in condizioni di stabilità nettamente inferiori rispetto ad un tipo solito di automotrice a scartamento normale.

Il fatto è in parte spiegabile se si pensa che ben di rado si presenta economicamente conveniente, sia per il costruttore, che per l'esercente, la costruzione di un tipo di automotrice appositamente studiato per lo scartamento ridotto, avente caratteristiche di progetto sue proprie e diverse dal solito, ma di cui, infine, debbano prodursi soltanto pochi esemplari. Accade allora, per lo più, che si cerca di ridurre adatto per lo scartamento ridotto il tipo di automotrice a scartamento normale già costruito su larga scala, mediante poche e non sostanziali modifiche. È proprio un tale adattamento che, il più delle volte, porta alle lamentate condizioni di instabilità.

Nel nostro studio esamineremo la possibilità di progettare un tipo di automotrice a scartamento ridotto a grande velocità e grande stabilità; nello stesso tempo vedremo quali modifiche indispensabili debbano introdursi nei confronti delle automotrici a scartamento normale, specie quando si voglia adattare un tipo a scartamento normale per lo scartamento ridotto.

Le nostre considerazioni saranno dedotte principalmente dall'esame della stabilità in curva; si vedrà poi, come verifica, l'effetto dei moti anormali.

Premettiamo un'osservazione di carattere generale: se tutte le dimensioni geometriche, sia del veicolo che della via, fossero rigorosamente ridotte nel rapporto degli scartamenti, la stabilità sarebbe pari nei due casi: ciò può anche essere verificato in seguito. Ma una tale perfetta similitudine è assurda, poichè alcuni elementi fondamentali non possono in alcun modo essere ridotti in iscala. In particolare non può essere ridotta la flessione statica i della sospensione (prodotto del peso per la flessibilità unitaria delle molle), poichè tale riduzione porterebbe non solo ad un irrigidimento della sospensione, con conseguente diminuzione del conforto dei viaggiatori (le cui dimensioni non sono, ovviamente, ridotte in iscala), ma anche ad una diminuzione di stabilità nei confronti delle oscillazioni verticali del veicolo. Infatti è noto che la variazione percentuale del carico su di una ruota, per effetto di un dislivello δ del binario, è circa proporzionale al rapporto $\frac{\delta}{i}$; ed è chiaro che le irregolarità del binario non debbono certo considerarsi ridotte in iscala rispetto ad una linea a scartamento normale.

Risulta pertanto come prima condizione che la flessione statica della sospensione deve essere almeno uguale a quella che si ha in un corrispondente tipo a scartamento normale. Neppure questa condizione, per quanto possa apparire semplice, viene osservata nelle costruzioni attuali, poichè spesso conviene usare gli stessi elementi di sospensione, mentre invece il peso dell'automotrice a scartamento ridotto risulta quasi sempre minore di quello dell'automotrice a scartamento normale da cui deriva.

I. — Contatto ruota-rotaia: passo rigido, diametro ruote, consumo dei bordini.

1. — Com'è noto, la stabilità contro lo svio di una ruota dipende dal rapporto $\frac{Q}{H}$ tra il peso che insiste sulla ruota e la forza H che preme il bordino contro il fungo della rotaia (forza di bordino). Vi sono varie formule che danno il valore minimo per la stabilità del rapporto suddetto: la più accreditata è quella del Verein:

$$\frac{Q}{H} \geq \frac{f + \operatorname{cotg}\beta}{\sqrt{1 + \frac{k^2}{d^2}}}$$

(per il significato dei simboli si veda fig. 1) dove $d = r$ tg α tg β, essendo r il raggio di ruota, α l'angolo d'attacco, che a sua volta si può porre uguale, per un carrello a due assi, al rapporto $\frac{p}{R}$ tra il passo rigido ed il raggio di curva; f è il coefficiente d'attrito.

Senza entrare in merito all'attendibilità ed al grado di esattezza di questa formula, rileviamo per altro come si debba ritenere che la stessa stabilità in curva si avrà, a parità di rapporto $\frac{Q}{H}$, per lo stesso profilo dei bordini (angolo β), e lo stesso

rapporto $\frac{k}{d}$; è importante notare che da questi elementi dipende inoltre il consumo dei bordini, fattore importantissimo e che, oltre tutto, si è sempre trovato essere in relazione con la stabilità.

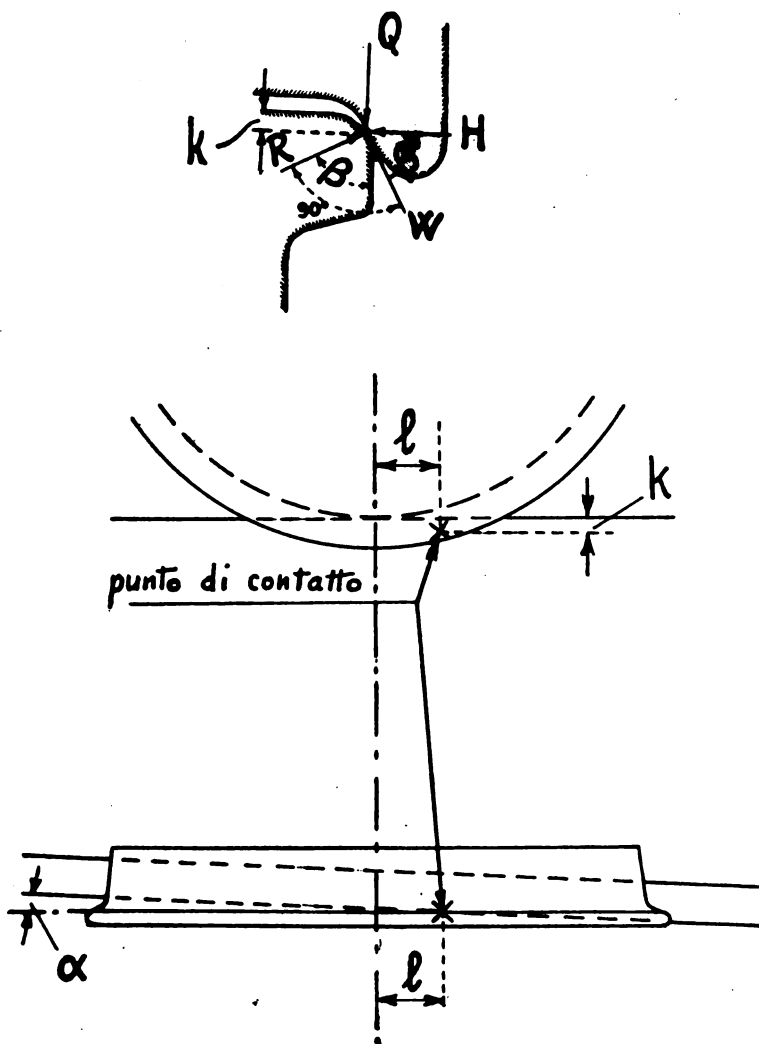



FIG. 1. — Contatto bordino-rotaia.

In condizioni di perfetta similitudine, riducendo in iscala passo, raggio di ruota e raggio di curva, rimarrebbero costanti, oltre il rapporto $\frac{Q}{H}$, anche i rapporti $\frac{k}{d}$ e $\frac{p}{R}$. Ma per entrambi gli scartamenti il profilo del cerchione è identico (l'altezza del bordino non viene ridotta), quindi anche k; poichè per un carrello a due assi il rapporto $\frac{Q}{H}$ resta circa invariato al variare del passo rigido (come si potrebbe dimostrare anche mediante il metodo dei momenti d'attrito) ne viene di conseguenza che basterebbe ridurre in iscala o il passo o il raggio di ruota per avere le stesse condizioni di stabilità.

Ciò sarebbe giusto se i raggi usuali di curva nello scartamento ridotto fossero semplicemente ridotti in iscala rispetto ai raggi dello scartamento normale: invece è noto

come nelle nostre linee a scartamento ridotto il raggio di curva dominante sia di 100 m., mentre nello scartamento normale, in piena linea, anzichè essere di 150 m., raramente scende sotto i 250 m. Ciò è, notoriamente, spiegabile, se si pensa che la circolabilità di un veicolo di passo p in una data curva di raggio R è assicurata se il giuoco totale tra i bordini ed il binario (somma del giuoco normale in rettifilo più l'allargamento in curva) è maggiore od uguale del giuoco ε necessario per iscriversi geometricamente nella curva: ora, essendo lo stesso il profilo dei cerchioni, è anche lo stesso

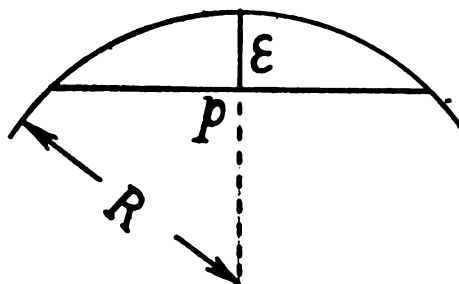



FIG. 2.

il giuoco dei bordini nonchè l'allargamento in curva, quindi occorre considerare, per il confronto, ε uguale nei due casi. Essendo (v. fig. 2):

$$R = \frac{p^2}{8\,\varepsilon} \quad ; \quad \varepsilon = \frac{p^2}{8\,R}$$

si ha uguale ε se un passo $\frac{p}{1,5}$ circola su di una curva di raggio $\frac{R}{1,5^2}$. Ossia, con la riduzione in iscala semplice del passo, la stessa circolabilità si ha con raggi di curva nel rapporto dei quadrati degli scartamenti, per es. 100 e 225.

Ma da quanto sopra si conclude che per avere pari condizioni di stabilità e pari condizioni nel consumo di bordini su due curve aventi *pari circolabilità* occorre ridurre in iscala *sia il passo rigido che il diametro di ruota* (o comunque ridurre in iscala al quadrato il prodotto $r \frac{p}{[illegible]}$).

In seguito, per curve corrispondenti intenderemo senz'altro curve di uguale circolabilità.

2. — La riduzione in iscala del diametro di ruota non presenta eccessive difficoltà (salvi i limiti imposti dalla circolazione sui cuori degli scambi), ed è stata generalmente attuata, per quanto non esattamente, negli esemplari costruiti finora; vedremo più avanti come tale riduzione sia necessaria agli effetti dell'altezza del baricentro. È invece più difficile attuare la riduzione del passo rigido, che implica quasi sempre modifiche alla trasmissione. Nei primissimi esemplari di automotrici a scartamento ridotto, mentre si era diminuito il diametro di ruota, si era mantenuto lo stesso passo rigido dell'originario carrello a scartamento normale. Ciò ha dato luogo, a parte la stabilità e la circolabilità in curva, ad un consumo di bordini impressionante. Ulteriormente il passo rigido, nei successivi esemplari, è stato ridotto, ma non in misura sufficiente, cosicchè il consumo dei bordini è rimasto ancora notevole. Per es. dal passo rigido 2,80 e diametro di ruota 0,90 a scartamento normale, si dovrebbe scendere

a 1,87 e 0,60; dato anche il limite già detto per il raggio di ruota agli effetti degli scambi, si comprende come sia inevitabile che un carrello a scartamento ridotto abbia consumi di bordino maggiori: e ciò, ripetiamo, non perchè sia più gravoso il tracciato, ma a pari condizioni di circolabilità per i due scartamenti.

Ove non sia possibile costruire un carrello con i valori così ridotti del passo e del diametro di ruota, riteniamo consigliabile ricorrere ad un sistema di assi orientabili. p. es. mediante boccole a rulli di vario tipo, già adoperate dai costruttori. Parrebbe superfluo ricorrere ad assi orientabili per passi rigidi di 2 o 3 m., ma si comprende come con questo espediente si possano raggiungere condizioni soddisfacenti anche mantenendo lo stesso passo rigido. Citiamo un esempio eloquente, relativo a due tipi di automotrici circolanti sulle stesse linee:

a) passo m. 4,20 ed assi orientabili: tornitura cerchioni ogni 70.000 km.;

b) passo m. 2,20 ed assai rigidi; tornitura cerchioni ogni 35.000 km.

(diametro ruote e peso per asse circa uguali nei due casi).

Si vedrà più avanti l'influenza, sul consumo dei bordini, del moto di serpeggio.

II. — Stabilità in curva: moto di rullio e sghembo di binario.

1. — Si è visto che la stabilità dipende dal rapporto $\frac{Q}{R}$; si è visto anche che la forza di bordino H, nel caso di carrelli a due assi, è circa la stessa per i due scartamenti: per quanto riguarda l'entrata in curva senza raccordo parleremo più avanti, in merito ai moti anormali. Ora invece prenderemo in esame, agli effetti del confronto tra i due scartamenti, le variazioni del peso Q nella circolazione in curva.

Le cause fondamentali che producono variazioni del carico Q, cause che sussistono necessariamente a prescindere da qualsiasi moto anormale e che non possono in alcun modo essere trascurate, sono, com'è noto, l'accelerazione radiale a_0 non compensata dalla sopraelevazione del binario, nonchè la variazione di sopraelevazione o sghembo unitario σ (pendenza di una rotaia rispetto all'altra).

È nota l'espressione che dà la variazione percentuale del carico su di una ruota in funzione dell'accelerazione radiale a_o; sia Q il peso totale su di un asse, Q_s il peso sospeso, P il peso non sospeso, Q_1 e Q_2 i rispettivi pesi sulle due ruote, i la già definita flessione statica delle molle, h' l'altezza del peso non sospeso sul piano del ferro, h_0 l'altezza del centro elastico sul piano del ferro, h l'altezza del baricentro del peso sospeso sul centro elastico (v. fig. 3). Nel caso di sospensione semplice (ossia con una sola serie di molle, tra il carrello e gli assi), se $2m$ è la distanza tra le due molle di un asse (larghezza della base elastica), la variazione percentuale di carico risulta:

$$\frac{Q_1 - Q_2}{Q} = \frac{a_o}{g}\left[\frac{P}{Q}\,\frac{h'}{s} + \frac{Q_s}{Q}\,\frac{h_o}{s} + \frac{Q_s}{Q}\,\frac{h}{s}\,\frac{m^2}{m^2 - ih}\right] \qquad [2]$$

Di solito è $h' \simeq h_0$ e la [2] si riduce a:

$$\frac{Q_1 - Q_2}{Q} = \frac{a_o}{g}\left[\frac{h_o}{s} + \frac{Q_s}{Q}\,\frac{h}{s}\,\frac{m^2}{m^2 - ih}\right] \qquad [2']$$

Vedremo più avanti il caso di sospensione doppia (cioè con sospensione intermedia tra carrello e cassa).

Vediamo ora la variazione di carico per effetto dello sghembo σ. Com'è noto si ha:

$$\frac{Q_1 - Q_2}{Q} = \frac{Q_4}{Q} \frac{\sigma l}{4 i} \left(\frac{m}{s}\right)^2 \qquad [3]$$

anche questo nel caso di sospensione semplice, essendo l la distanza tra gli assi estremi.

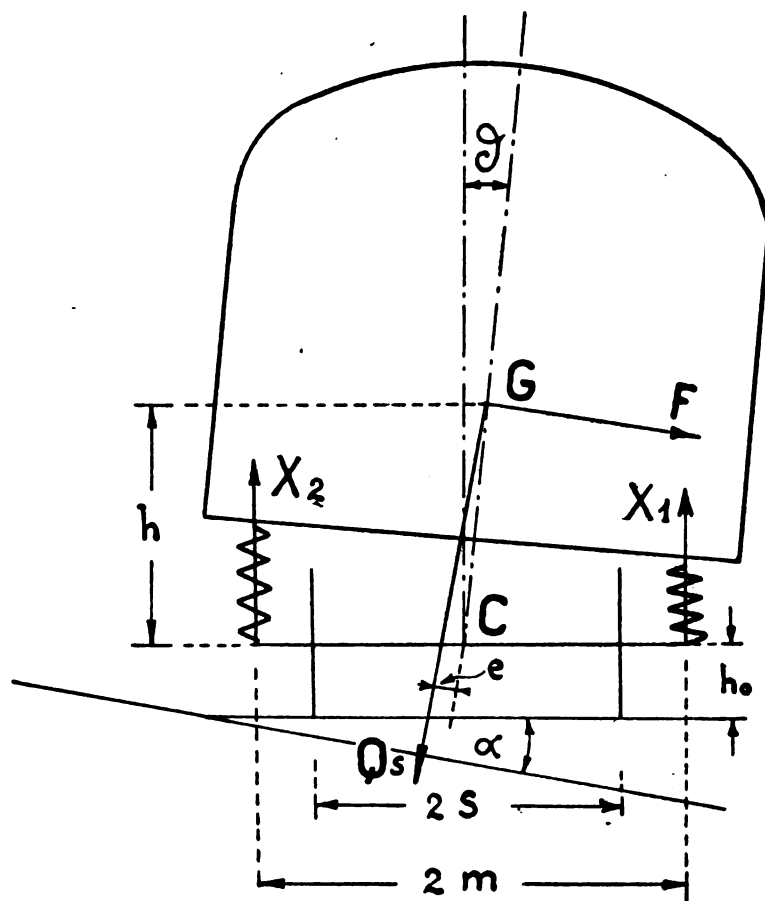



Fig. 3.

2. — Per prima cosa vediamo quali siano le condizioni di confronto tra i due scartamenti. Agli effetti della [2] è chiaro che si dovranno considerare parità di a_0 nei due casi, cioè pari regime di esercizio, nonchè pari angolo di sopraelevazione.

Ciò porta una notevole conseguenza: poichè $a_0 = \frac{V^2}{R}$, per R ridotto nel rapporto quadratico degli scartamenti, la velocità V viene ridotta nel rapporto semplice; quindi *su curve di pari circolabilità, le velocità debbono stare nel rapporto degli scartamenti.*

Poichè la pendenza σ della rampa di sopraelevazione deve essere proporzionata, secondo le buone regole costruttive, non già al raggio di curva, bensì alla velocità V del rotabile, ne viene che le lunghezze di tali rampe, per curve corrispondenti, debbono essere ridotte in iscala semplice rispetto allo scartamento normale: poichè anche la sopraelevazione in cm. è ridotta nella stessa scala, risulta logico considerare, nei due casi, anche parità di σ.

Notiamo che, di fatto, gli effetti più pericolosi sono proprio quelli dovuti allo sghembo, perchè non sempre, per esigenze di tracciato, la pendenza della rampa di sopraelevazione è proporzionata alla velocità. Sulle linee in questione sono normali sghembi da 3,5 a 5 mm/m., corrispondenti p. es. ad un rettifilo di 60 ÷ 40 m. tra curva e controcurva.

Ciò premesso, esaminiamo dapprima la relazione [3] agli effetti della stabilità. Ferma restando l'osservazione riguardo alla perfetta similitudine geometrica, notiamo che, a parità di i, si presentano due casi:

a) se la lunghezza della cassa (e quindi la distanza l), viene ridotta nella scala degli scartamenti, per avere le stesse condizioni di stabilità basta ridurre la larghezza $2\,m$ della base elastica in rapporto alla radice quadrata degli scartamenti;

b) se invece viene mantenuta la stessa lunghezza di cassa, occorre lasciare invariato il rapporto $\frac{m}{s}$.

Riferendoci ora alla relazione [2], subito si nota che occorre ridurre in iscala le altezze h' e h_0, cioè, in pratica, ridurre in iscala il diametro di ruota, come si è già visto essere conveniente per altre ragioni. Quanto all'altezza h del baricentro del peso sospeso sul centro elastico, si ha che, nel caso a) sopra citato, tale altezza deve essere pure ridotta in iscala diretta. Infatti il fattore $\frac{h}{s}\,\frac{m^2}{m^2 - ih}$ resta invariato se h e s si variano nel rapporto da 1 a 1,5, m nel rapporto da 1 a $\sqrt{1{,}5}$, (s'intende per i uguale nei due casi).

Nel caso b) invece, ferma restando la riduzione di h' e h_0, l'altezza h deve essere ridotta ulteriormente; il valore particolare va determinato caso per caso (v. più avanti cap. IV, n. 4).

Comunque, resta stabilito che non si possono avere pari condizioni di stabilità se si mantiene, rispetto allo scartamento normale, la stessa altezza h del baricentro del peso sospeso sul centro elastico.

III. — Considerazioni sui tipi attuali.

1. — Esaminiamo ora gli inconvenienti degli attuali esemplari di automotrici a scartamento ridotto. Anzitutto notiamo che, se si può ritenere soddisfatta, all'incirca, la riduzione in iscala di h' e h_0, non così di h: in pratica il baricentro del peso sospeso ha la stessa altezza sul piano degli assi che nei tipi a scartamento normale, e ciò è spiegabile, in quanto si è cercato di utilizzare lo stesso tipo di cassa, e nella stessa giacitura rispetto ai carrelli. Ma è certo, pure, che ciò costituisce la prima grave causa di instabilità: all'incirca si può dire, secondo la relazione [2], che lo squilibrio causato dall'accelerazione radiale sul peso sospeso, e quindi dal moto di rullio, è aumentato del 50 %.

Non minore inconveniente costituisce la posizione delle molle. Occorre considerare che gran parte delle automotrici a scartamento normale, specie i tipi di costruzione italiana, hanno molle interne alle ruote, e, di conseguenza, flessione statica non troppo grande (circa 10 cm. a vuoto). Viene naturale, nell'adattare uno di questi tipi per

lo scartamento ridotto, di porre all'esterno delle ruote le molle che prima si trovavano all'interno: in tal modo il telaio viene ad avere circa la stessa larghezza, poichè le ruote si sono avvicinate di circa mezzo metro; e pertanto questa soluzione, che permette di utilizzare con poche modifiche i telai e la disposizione dell'apparato motore-trasmissione, viene ad essere indubbiamente conveniente dal punto di vista costruttivo.

Non così, invece, dal punto di vista della stabilità. Volendo pure ammettere che m ed i restino gli stessi nei due casi (in realtà m è un po' maggiore per lo scartamento ridotto ed i un po' minore, ciò che peggiora ancora le condizioni), si può immediatamente constatare dalla formula [3] che gli effetti dello sghembo sono 1,5 volte maggiori se la lunghezza di cassa è ridotta, addirittura doppi qualora si conservi la stessa lunghezza di cassa. A ciò si aggiunga l'effetto dannoso, già lamentato, dell'immutata altezza del baricentro, che, in questo caso, aumenta lo squilibrio dovuto al rullio esattamente del 50 %, restando invariati m, i ed h.

In automotrici così fatte, mentre gli sghembi possono provocare sviamenti anche a piccola velocità, gli effetti dell'accelerazione radiale impediscono praticamente di raggiungere velocità paragonabili allo scartamento normale. Si pensi che le automotrici a scartamento normale hanno come regime di esercizio, con piena sicurezza, $a_0 = 1$ m/sec²; ciò corrisponderebbe, su curve di 100 m. e sopraelevazioni di 1/10, a 51 km/h.; la velocità ammessa per le attuali automotrici a scartamento ridotto, su curve di raggio 100 m., è invece di 40 km/h., a cui corrisponde appena $a_0 = 0,24$, e non è certo prudente superare tali limiti.

2. — A causa della insufficiente stabilità lamentata per queste automotrici, specie per quelle a cassa lunga, si può pensare di apportare alcune modifiche, nel senso di aumentare la flessibilità delle molle. Un tale rimedio può portare di fatto a ridurre gli effetti dello sghembo e quindi ad evitare gli svii, come risulta dalla relazione [3], ma non è chi non veda come ciò si risolva a danno dell'equilibrio trasversale in ragione di a_0 e del conseguente moto di rullio, e quindi della velocità raggiungibile in curva. In altre parole, è inutile aumentare la flessibilità delle molle se non si diminuisce anche opportunamente l'altezza del baricentro.

Ciò si dica anche per l'ampiezza del moto di rullio nei riguardi del conforto: è noto che tale ampiezza, a parità di sollecitazione, è proporzionale al fattore:

$$\frac{h\,i}{m^2 - i\,h} \qquad [4]$$

da cui risulta evidente quanto sopra; si spiega quindi come un tale provvedimento contribuisca a peggiorare il conforto dei viaggiatori.

Quanto si è detto rispetto alla flessibilità delle molle ed al suo aumento risulterà più chiaro da quanto vedremo al cap. seguente circa le normali vetture a carrelli a scartamento ridotto.

IV. — Modifiche sostanziali da introdursi per i vari tipi.

1. — Cerchiamo di vedere quali siano le modifiche costruttive da apportarsi nell'adattamento di un tipo di automotrice per lo scartamento ridotto. Premettiamo una osservazione: le nostre considerazioni suppongono, per comodità di trattazione, l'esi-

stenza di un tipo originario di carrello a scartamento normale, ma si applicano ovviamente anche al caso di un progetto ex-novo; s'intende che riferirsi a « molle esterne » vorrà dire scegliere valori della flessione statica, altezza di baricentro ecc., pari o corrispondenti a quelli che si hanno nelle automotrici a scartamento normale a molle esterne, e così per « molle interne ».

Esaminiamo dapprima il caso *a*) del cap. II, n 2, ossia lunghezza cassa ridotta in iscala: riferiamoci, per ora e per semplicità di calcolo, al caso di sospensione semplice.

Consideriamo un carrello a scartamento normale avente *molle esterne*: in tal caso è $2m \cong 1,90$ (in pratica la molla esterna non può essere che a circa 20 cm. dalla rotaia). Si è visto che, volendo adattare il carrello per lo scartamento ridotto e mantenendo la stessa flessione statica della sospensione, la larghezza della base elastica dovrà essere ridotta da $2m$ a $\frac{2m}{\sqrt{1,5}}$, cioè a circa 1,55 m. Con ciò si avranno pari condizioni di stabilità se, ben s'intende, si riduca contemporaneamente in scala, oltre la lunghezza di cassa, l'altezza h del baricentro.

In tal modo le molle, e così pure le boccole, vengono a trovarsi ad una distanza dalla rotaia alquanto maggiore, cioè quasi 30 cm.: ciò non dovrebbe importare gravi difficoltà, se non di avere gli assi un po' più lunghi.

È interessante applicare i concetti ora svolti alle normali vetture da rimorchio a carrelli per scartamento ridotto. Tali vetture derivano dai tipi a scartamento normale, ed in generale sono più basse e più corte, quindi h ed l si possono ritenere ridotte in iscala; così pure la flessione statica si può ritenere la stessa. Ma tali vetture hanno le molle immediatamente vicine alle ruote, cioè anche $2m$ circa ridotto in iscala; è quindi facile verificare che tali vetture si comportano ottimamente nei riguardi dello sghembo, meglio anzi del corrispondente tipo a scartamento normale, meno bene riguardo all'accelerazione radiale (nella [2'] aumenta infatti il termine $\frac{m^2}{m^2 - ih}$) e riguardo al moto di rullio, come si può vedere dalla formula [4], cioè proprio il contrario delle automotrici attuali. Mentre nei riguardi della stabilità, date le velocità non certo eccessive, ciò non porta ad inconvenienti, non così è dal punto di vista del conforto: gli esercenti ed i viaggiatori sanno bene che tali vetture hanno moto di rullio nettamente più fastidioso che non le vetture a scartamento normale.

In tali condizioni ci si ridurrebbe per le automotrici esistenti, come si è già detto al n. 2 del capitolo precedente, col provvedimento del semplice aumento della flessibilità delle molle; ma oltre al minore conforto, ciò significherebbe anche l'impossibilità di poter raggiungere forti velocità.

2. — Supponiamo invece che il tipo a scartamento normale abbia *molle interne*: in tal caso è circa $2m \cong 1,20$. È evidentemente impossibile che le molle del carrello possano essere messe ad una distanza ridotta nel rapporto delle radici quadrate, poichè in tal caso, essendo $\frac{1,20}{\sqrt{1,5}} = 1$ m., le molle dovrebbero trovarsi proprio nel posto stesso delle ruote.

Tale risultato può invece realizzarsi se vi è un doppio sistema di sospensione, cioè, oltre le molle solite tra boccole e telaio del carrello, una sospensione intermedia

tra carrello e cassa, con o senza traversa oscillante. In queste automotrici occorre distinguere tra un peso Q_{s_1}, parte sospesa dei carrelli, ed un peso Q_{s_2}, cassa e carico viaggiatori; così pure tra due altezze h_1 e h_2 dei rispettivi baricentri sul relativo centro elastico (che, di solito, è lo stesso per i due sistemi di sospensione). Si ha allora che il peso Q_{s_1} si scarica sulle ruote attraverso il solo primo sistema di molle, il peso Q_{s_2} attraverso entrambi i sistemi. Si ponga:

$$\gamma = \frac{m^2}{i} \qquad [5]$$

Nel caso più semplice, in cui tutti e due i centri elastici si trovano all'altezza degli assi delle ruote, l'espressione [2'] diventa:

$$\frac{Q_1 - Q_2}{Q} = \frac{a_n}{g}\left[\frac{h_o}{s} + \frac{Q_{s_1}}{Q}\,\frac{h_1}{s}\,\frac{\gamma_1}{\gamma_1 - h_1\dfrac{Q_{s_1}}{Q_s}} + \frac{Q_{s_2}}{Q}\,\frac{h_2}{s}\,\frac{\gamma_o}{\gamma_o - h_2}\right] \qquad [2\,a]$$

dove:

$$\gamma_o = \frac{\gamma_1}{1 + \dfrac{\gamma_1}{\gamma_2}\dfrac{Q_s}{Q_{s_2}}} \qquad [5']$$

γ_1 si riferisce alle molle del carrello (flessione statica relativa a tutto il peso Q_s), γ_2 alle molle intermedie (solo il peso Q_{s_2}).

Analogamente si modifica l'espressione [3] relativa agli sghembi di binario:

$$\frac{Q_1 - Q_2}{Q_s} = \frac{Q_s}{Q}\,\frac{\sigma\, l}{4\, s^2}\,\gamma_o \qquad [3\,a]$$

Sia dunque data un'automotrice a scartamento normale avente sospensione doppia e molle interne. Dalle [2-*a*] e [3-*a*] si trae conclusione analoga a quella esposta al numero prec., e cioè: riducendo nella scala degli scartamenti h_0, h_1 e h_2, nonchè l, ma mantenendo invariato i, occorre ridurre nella stessa scala anche γ_1 e γ_2 (e di conseguenza γ_0). Ma in questo caso si può evitare di portare le molle del carrello sopra le ruote, cioè $m = 0{,}50$, portandole invece, p. es. esterne ($m_1 = 0{,}70$) e aumentando i_1 nel rapporto $\dfrac{0{,}70}{0{,}50}$ per avere ancora il γ_1 cercato; di conseguenza si diminuirà i_2 in modo che la somma $i_1 - i_2$ sia sempre la stessa; ma, in base alla [5'] si determinerà un valore di m_2 che dia pure il valore cercato per γ_2, osservando che la posizione delle molle della cassa non è obbligata come per quelle del carrello. Osserviamo pure che, portando le molle del carrello da interne ad esterne, si viene ad accrescerne la flessibilità a scapito di quelle della cassa; il contrario lasciandole all'interno.

3. — È opportuno tirare fin d'ora alcune conclusioni di grande importanza sulla stabilità in curva e sui criteri costruttivi per realizzarla. Abbiamo visto il confronto tra due automotrici, una a scartamento normale ed una a scartamento ridotto; tutte e due abbiano la stessa flessione statica della sospensione (il che vuol dire lo stesso conforto e la stessa sicurezza nei riguardi delle irregolarità del binario) e lunghezze

di cassa fra loro in rapporto agli scartamenti. Per ottenere che quella a scartamento ridotto abbia la stessa stabilità in curva di quella a scartamento normale:

1) in tutti i casi è necessario che l'altezza del baricentro sia ridotta in iscala;

2) la stessa stabilità può ottenersi facilmente se l'automotrice originaria ha *molle esterne,* sia nel caso di sospensione semplice sul carrello che nel caso di sospensione intermedia;

3) nel caso di *molle interne,* la stessa stabilità può ottenersi solo nel caso di sospensione intermedia tra carrello e cassa; *è impossibile* invece nei caso di sospensione unicamente sul carrello.

Ci si rende conto quindi degli sfortunati tentativi che si sono avuti finora. Ma si rileva anche come, salvo il caso eccettuato al 3), non vi sia nessuna difficoltà, *nei riguardi della sospensione,* che impedisca di raggiungere il risultato voluto; non si tratta di mettere bilancieri, molle speciali o rodiggi complicati, ma semplicemente di collocare nella posizione migliore le balestre, e di scegliere la flessibilità più opportuna.

Il problema è, in verità, ricondotto all'altezza del baricentro ed alla lunghezza di cassa, ma ciò esula dalla sospensione.

La riduzione in iscala della lunghezza di cassa non è un inconveniente insormontabile, tant'è vero che gran parte degli esemplari attuali ha interperno tra 9 e 10 m., mentre nello scartamento normale si va fino a 15 m. Nulla impedisce, per di più, di costruire automotrici articolate a due casse, su tre carrelli, rispettando i valori suddetti per l'interperno; crediamo anzi che questo tipo sia il più indicato per automotrici a scartamento ridotto a grande velocità di trasporto.

Non così facile invece si presenta la questione relativa all'altezza del baricentro, specie trattandosi di un adattamento. Si consideri che, di solito, nelle automotrici a scartamento normale, il baricentro dei carrelli è a non più di 10 cm. sul piano degli assi, il baricentro della cassa a circa m. 1,20. Si dovrebbe quindi portare il detto baricentro a 80 cm.; ciò vuol dire che, se si vuol conservare la stessa sezione di cassa, occorre farlo discendere di 40 cm.

Ora si osserva che, in pratica, la cassa può discendere finchè il pavimento non incontra le ruote, e si tenga presente che già si guadagnano 10 o 15 cm. per il fatto che le ruote sono più piccole, se ridotte in iscala. Si tratta quindi di modificare il telaio della cassa in corrispondenza dei carrelli, in modo da lasciare entrare un poco le ruote attraverso il piano del pavimento.

Naturalmente ciò è ottenibile con soluzioni di ripiego se si adatta un determinato tipo di cassa, ma dovrebbe ottenersi con non eccessive difficoltà qualora si tratti di un nuovo progetto. Si tratta cioè di avere il pavimento sovralzato di circa 30 cm. in corrispondenza dei carrelli: un tipo di vettura, quindi, simile a quelle da metropolitana con sagoma molto bassa.

4. — Trattiamo ora, in modo analogo, il caso *b*) del cap. II, n. 2, cioè che l'automotrice a scartamento ridotto abbia uguale lunghezza di cassa di quella a scartamento normale.

Si è visto che in tal caso deve essere mantenuto lo stesso rapporto $\frac{m}{s}$, ossia debbono essere mantenute le molle nella posizione in cui si trovano nel tipo originario

a scartamento normale: questo significa usare, in pratica, le stesse molle, poichè anche il peso, in questo caso, sarebbe poco diverso e quindi si avrebbe anche la stessa flessione statica.

Ma la difficoltà grave è relativa al baricentro. Si è già visto che l'altezza h deve essere ridotta più che in iscala: per avere pari stabilità deve risultare uguale, nei due casi, il fattore (v. formula [2']):

$$\frac{h}{s} \; \frac{m^2}{m^2 - ih}$$

Per $i = 0{,}10$, $h = 0{,}80$ (baricentro di tutto il peso sospeso), $m = 0{,}60$, si avrebbe:

$$\frac{0{,}80}{1{,}50} \; \frac{\overline{0{,}6}^2}{\overline{0{,}6}^2 - 0{,}1 \cdot 0{,}8} = \frac{h}{1{,}00} \; \frac{\overline{0{,}4}^2}{\overline{0{,}4}^2 - 0{,}1 \cdot h}$$

equazione che, risolta, dà $h = 0{,}45$. Ma anche con tale valore di h l'automotrice, pur avendo pari stabilità, avrebbe eccessivo moto di rullio, inconveniente da non trascurarsi specie per forti velocità in curva. Infatti l'ampiezza dei moti di rullio, secondo la già vista formula [4], resta la stessa se, riducendo m di 1,5, h vien ridotto di $\overline{1{,}5}^2$, cioè da 0,80 a 0,35.

Supponendo che il baricentro dei carrelli si mantenga sempre assai prossimo al piano degli assi, e poichè il peso della cassa è circa 2/3 del peso totale, si ha che il baricentro della cassa dovrebbe essere a 68 cm. secondo la [2], a 53 cm. secondo la [4], sempre dal piano degli assi; ed è chiaro che solo quest'ultima soluzione sarebbe pienamente soddisfacente.

Non è chi non veda la difficoltà di realizzare costruttivamente un veicolo simile, che verrebbe ad avere il pavimento vicinissimo al piano del ferro, con rassomiglianza spiccata ai veicoli da metropolitana. È da escludersi che a ciò si possa adattare un progetto di automotrice a scartamento normale, adattamento già non facile per il caso precedente, ma non è impossibile possa costruirsi un tipo apposito di automotrici così fatte, qualora ne venga giustificata la spesa dalla possibilità di costruzione su larga scala.

Riteniamo che le difficoltà di progetto verrebbero facilitate dalla presenza di motori orizzontali, che abbasserebbero notevolmente il baricentro del peso sospeso: una simile installazione verrebbe resa possibile dalla presenza di assi orientabili e quindi, come si è visto al cap. I, n. 2, di un carrello a passo sufficientemente lungo. Quanto all'altezza della cassa, è anche da osservarsi che sarebbe conveniente alzare la base elastica della sospensione intermedia, in modo, p. es., da portare il baricentro della cassa a 68 cm. sugli assi, essendo però $h = 0{,}53$; in tal modo sarebbe soddisfatta ugualmente la [4], e più ancora la [2].

Comunque, resta il fatto che la costruzione di un'automotrice a scartamento ridotto avente uguale lunghezza di cassa di un'automotrice a scartamento normale, costituisce un problema assai difficile per il progettista e, crediamo, non sempre risolubile; e risulta chiaro anche come non si possa assolutamente pensare di porre senz'altro, su due carrelli a scartamento ridotto, una cassa di automotrice a scartamento normale, senza alcuna sostanziale modifica.

V. — Moti anormali.

1. — Per i moti verticali vale quanto si è detto all'inizio, cioè la condizione di pari stabilità è data dalla pari flessione statica delle molle.

Anche per i moti di rullio in curva, la questione è già stata trattata implicitamente a proposito della variazione di carico per effetto dell'accelerazione radiale: l'effetto del moto di rullio è dato, nelle formule [2], [2'] e [2-a], dai termini in cui figura i. È evidente che fino a questo punto i provvedimenti costruttivi da noi consigliati realizzano esattamente la *pari stabilità*. Vediamo ora gli effetti del moto di serpeggio, sia all'imbocco di curva che in rettifilo.

Stabiliamo, come al solito, le condizioni di confronto: l'automotrice a scartamento normale entri in curva di raggio R, a velocità V; è noto che la forza di bordino supplementare, in aggiunta a quella H già vista al cap. I, dovuta alle forze d'attrito ed all'accelerazione radiale, si esprime con:

$$\Delta H = \frac{1}{2} \frac{P}{g} \frac{V^2}{R} \frac{\rho^2}{l^2} \qquad [6]$$

dove P è il peso totale del veicolo, l la già nota distanza tra gli assi estremi, ρ il raggio d'inerzia relativo alla distribuzione delle masse in pianta. È immediato che la condizione di pari stabilità è soddisfatta se l'automotrice circola su curva corrispondente, cioè di raggio $\frac{R}{1{,}5^2}$, a velocità $\frac{V}{1{,}5}$; ciò indipendentemente dalla lunghezza l se sussiste lo stesso rapporto $\frac{\rho}{l}$. In realtà, diminuendo la lunghezza dell'automotrice, il peso si sposta più verso i carrelli, e ciò peggiora un poco le condizioni a questo riguardo.

2. — Resta a considerarsi, per le automotrici senza elasticità laterale (cioè senza traversa oscillante o apparecchio equivalente), l'urto del bordino nel moto di serpeggio dovuto al giuoco dei bordini in rettifilo. È noto che, a parità di lavoro perturbatore (parità che può ammettersi se pari è il giuoco ε tra cordini e rotaie (v. cap. I, n. 1), la variazione del carico sulle molle nella susseguente oscillazione di rullio è inversamente proporzionale alla flessione statica i ed al coefficiente d'attrito delle molle stesse: quindi si può ritenere pari nei due casi. A sua volta la forza laterale cercata tra bordino e rotaia si può ritenere proporzionale a:

$$\frac{m}{h} \frac{1}{1 + \frac{\rho^2}{h^2}} \qquad [7]$$

dove ρ è il raggio d'inerzia del peso sospeso in sezione trasversale, rispetto all'asse baricentrico. Questo per l'effetto del peso sospeso mentre, com'è noto, l'effetto del peso non sospeso non è facilmente valutabile. Si aggiunga che la forza laterale in questione è importante più che altro agli effetti del consumo dei bordini, non già per la stabilità poichè il pericolo è molto inferiore a quelli sopra esaminati.

La relazione [7] suggerisce alcune considerazioni interessanti. Per la parte sospesa del carrello, *h* resta circa invariato, anche quando si diminuisce l'altezza della cassa, quindi si deve ritenere, poichè non aumenta certo *m*, che per questo non aumenti il consumo dei bordini. Per quanto riguarda la cassa, invece, si è visto che *h* si riduce in maggior misura di *m*, quindi a questo riguardo il consumo dei bordini dovrebbe aumentare. Questo però soltanto nel caso di rigidità laterale della cassa, e specie nel caso di molle interne, meno flessibili (v. sopra), cioè proprio nel caso eccettuato nel capitolo precedente.

Vi sarebbe un'altra osservazione di carattere generale, e cioè che non è certo soddisfacente, agli effetti del consumo di bordini nel moto di serpeggio, la posizione dei motori e della trasmissione molto in basso, senza elasticità laterale: ma ciò vale per tutte le automotrici, indipendentemente dallo scartamento. S'intende però che l'eccezionale consumo di bordini nelle automotrici a scartamento ridotto, data la planimetria delle linee in questione, è dovuta in massima parte alla circolazione in curva, per le ragioni esposte al cap. I.

Riteniamo non valga la pena considerare altri moti anormali, almeno tra quelli di cui siano noti gli effetti, poichè tali effetti non sono mai pericolosi al confronto di quelli esaminati.

VI. — **Conclusioni.**

Riprendiamo quanto si è detto al n. 3 del cap. IV, aggiungendo che un tipo di automotrice avente uguale lunghezza di cassa rispetto ai tipi a scartamento normale, si presenta di progetto alquanto difficile od, almeno, fondamentalmente diverso dai tipi attuali, per quanto interessantissimo dal punto di vista costruttivo. Più facile invece riuscirebbe, come già si è detto al numero citato, la costruzione di un'automotrice articolata a due casse, con valori dell'interperno ridotti in iscala.

In tutti i casi poi, fermo restando quanto si è detto riguardo all'altezza del baricentro, riteniamo sia conveniente ricorrere ad assi orientabili in boccole a rulli conici, od equivalenti: ciò per poter avere più libertà di scelta nel passo rigido.

Vogliamo qui insistere sopra alcuni concetti che, d'altra parte, risultano già chiari dalle considerazioni precedenti. Quanto si è esposto non ha certo importanza se le linee a scartamento ridotto hanno un andamento planimetrico poco diverso dalle linee a scartamento normale: è il caso, p. es., delle ferrovie giapponesi, caso che nei nostri paesi costituisce un'eccezione. Si tratta invece di applicarlo a linee di carattere spiccatamente montano, che sfruttano la possibilità di raggiungere, mediante lo scartamento ridotto, il minimo valore possibile del raggio di curva; perciò si è insistito sul criterio della circolabilità nello stabilire il confronto tra i raggi di curva. Ora si è visto che su queste linee, in base a tali criteri, e se sono soddisfatte le condizioni di stabilità richieste, si possono raggiungere con piena sicurezza velocità ridotte nel rapporto degli scartamenti rispetto ai valori corrispondenti nello scartamento normale. Ciò significa poter abbordare una curva da 100 metri di raggio a 50 km/h. con la stessa sicurezza con cui un'automotrice a scartamento normale entra a 75 km/h. in una curva da 225; e significa, del pari, non correre eccessivo pericolo se la velocità ammessa, come succede inevitabilmente il più delle volte, viene sorpassata.

3

Un tale risultato, se si pensa alle velocità attualmente raggiunte, costituirebbe già un notevole passo avanti nell'esercizio delle linee a scartamento ridotto.

Osserviamo infine che il problema che ci siamo proposti è di notevole importanza per tutte le linee a scartamento ridotto, nella quasi totalità di carattere secondario, data la necessità assoluta di provvedere ad un'accelerazione e semplificazione dei servizi mediante automotrici, allo scopo di poter mantenere, se non accrescere, il servizio viaggiatori rimasto. Ciò specie per l'Italia, in cui la rete a scartamento ridotto raggiunge alcune migliaia di km., nelle isole e nel mezzogiorno. Tale rete non è elettrificata ed attende dalla introduzione delle automotrici a combustione interna la condizione per una sua ulteriore vita, già in gran parte realizzata nei tronchi dove sono apparsi gli esemplari già in esercizio.

Appendice.

Delle formule riportate nel testo, la [1] deriva dal *Technische Vereinbarungen*, ed. 1930; le altre, salvo variazioni di simboli o di forma, dal trattato originale di G. Marié (ed. Béranger, 1924) tranne le [2-*a*], [3]-*a* e [5'] che sono, per altro immediatamente deducibili.

FIG. 4.

Si consideri un peso Q, gravante su due sistemi di molle in serie, soggetto ad una forza orizzontale F; riferendoci alle notazioni di fig. 4 e chiamando con M_1 e M_2 i momenti delle reazioni verticali delle molle dei due sistemi rispetto ai relativi centri elastici C_1 e C_2, si può scrivere: $M_1 = (X'_1{}' - X'_1)\, m_1$; $M_2 = X'_2{}' - X'_2)\, m_2$; la variazione di carico sulle molle (a parte quindi l'effetto della forza F trasportata in C_1, che non subisce modificazioni rispetto alle formule [2] e [2'], risulta

$$Q_1 - Q_2 = \frac{M_1}{s} \qquad (2s = \text{scartamento}).$$

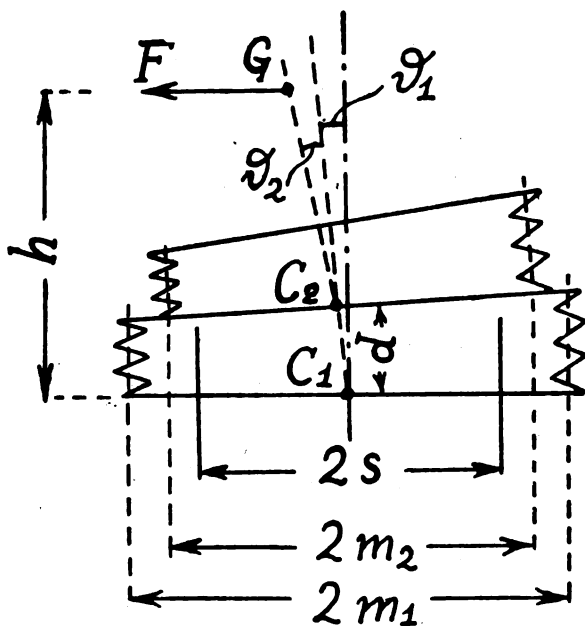
Ma si ha:

$$M_2 = F h + Q.h\,(\text{tg}\,\vartheta_1 + \text{tg}\,\vartheta_2)\;;\; M_1 = M_2 + F d + Q.d\,\text{tg}\,\vartheta_1$$

Anzichè alla flessione statica i fin qui considerata, è comodo riferirsi alla flessibilità j, o cedimento unitario dell'elemento di sospensione; si ha:

$$\text{tg}\,\vartheta_1 = \frac{(X'_1{}' - X'_1)\, j}{2m_1} = \frac{M_1}{\gamma_1},$$

ponendo, in questo caso,

$$\gamma_1 = \frac{2m_1^2}{j_1}\;;$$

analogamente

$$\operatorname{tg} \vartheta_2 = \frac{M_2}{\gamma_2},$$

da cui:

$$M_2 = Fh + Q_s h\left(\frac{M_1}{\gamma_1} + \frac{M_2}{\gamma_2}\right); \quad M_1 = M_2 + Fd + Q_s d\,\frac{M_1}{\gamma_1}.$$

Nel caso semplificato in cui ci siamo posti, cioè $d = 0$, risulta subito $M_1 = M_2$, e quindi per la prima delle due equazioni precedentí:

$$M_1 = \frac{Fh}{1 - Q_s h\left(\frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2}\right)} = \frac{Fh}{1 - Q_s h\left(\frac{\gamma_1 + \gamma_2}{\gamma_1 \gamma_2}\right)} = Fh\,\frac{\gamma}{\gamma_0 - Q_s h}$$

essendo:

$$\gamma_0 = \frac{\gamma_1 \gamma_2}{\gamma_1 + \gamma_2}$$

In realtà, se un peso Q_{s1} si scarica soltanto sulle molle del primo sistema, è chiaro che, riferendosi alle flessibilità j si avrà:

$$M = Fh\,\frac{\gamma_1}{\gamma_1 - Q_{s1} h}$$

ma poichè la flessione statica è relativa a tutto il peso Q_s gravante su dette molle, anzichè al solo Q_{s1}, risulterà:

$$M = Fh\,\frac{Q_s}{\gamma_1 Q_s - Q_{s1} h}$$

da cui il secondo termine tra parentesi nella stessa espressione [2-*a*].

A sua volta, il restante peso Q_{s2} si scarica su entrambi i sistemi di molle; per ritornare alle flessioni statiche nell'espressione di γ_0, come la [5′], occorre tener conto che $i_2 = Q_{s2} j_2$; $i_1 = Q_s j_1$, ottenendo così:

$$\gamma_0 = \frac{Q_s Q_{s2} \gamma_1 \gamma_2}{Q_s \gamma_1 + Q_{s2} \gamma_2} = \frac{Q_s \gamma_1}{1 + \frac{\gamma_1 Q_s}{\gamma_2 Q_{s2}}}$$

da cui, dividendo per Q_s si torna all'espressione [5′] come figura nel terzo termine tra parentesi nella formula [2-*a*] nonchè nella [3-*a*].

A proposito del depuratore chimico dell'acqua a scambio di basi.

Riferendosi all'articolo da noi pubblicato su quest'argomento nel fascicolo del dicembre 1937,

— la PERMUTIT Aktiengesellschaft di Berlino ci comunica che *Permutit* e *Zerolit* non sono termini qualificativi di prodotti a scambio di basi ma sono nomi brevettati e protetti in Italia;

la Ditta ingg. ROSSI e CASTAGNETTI di Torino ci informa che i propri prodotti a scambio di basi, sintetici e naturali, sono chiamati *Zerolit*.

Tanto pubblichiamo per aderire ad analoga preghiera delle due ditte, mentre precisiamo che l'impianto di Alessandria, illustrato nel nostro articolo, utilizza un prodotto a scambio di basi che non è nè *Permutit* nè *Zerolit*, ma una *zeolite naturale*.

L'autarchia della trazione nei trasporti terrestri

Sotto questo titolo l'Ing. F. Vezzani, Capo del Circolo ferroviario di Bolzano, ha fatto un'interessante comunicazione all'ultima riunione annuale della Società Italiana per il progresso delle scienze. Comunicazione che è quasi il naturale seguito delle due, strettamente ferroviarie, da noi pubblicate *in extenso* (1).

I trasporti terrestri sono essenzialmente costituiti dai trasporti su rotaia e dai trasporti su strada. Se si escludono interamente questi ultimi, che esorbitano dal campo del periodico, e anche i trasporti su rotaia delle ferrovie dello Stato, dei quali trattano ampiamente sotto l'aspetto autarchico le due memorie pubblicate *in extenso*, restano pur sempre alcuni gruppi importanti di servizi: le ferrovie concesse all'industria privata; le tramvie estraurbane; le tramvie urbane; le linee funicolari.

Per questi gruppi riportiamo i dati più importanti:

« Le ferrovie concesse all'industria privata avevano il 31 dicembre 1937 una lunghezza di Km. 5.938, di cui Km. 2.736 a scartamento normale e Km. 3.202 a scartamento ridotto. Le linee esercitate a trazione elettrica raggiungevano il 31 dicembre 1937 la lunghezza di Km. 1750.

Le tramvie estraurbane avevano il 31 dicembre 1937 una lunghezza di Km. 2.603, di cui Km. 1.816 a scartamento normale e Km. 787 a scartamento ridotto. Le linee a trazione elettrica raggiungevano il 31 dicembre 1937 la lunghezza di Km. 1.560, mentre le linee con trazione a vapore raggiungevano Km. 1.043.

Le tramvie urbane avevano il 31 dicembre 1937 una lunghezza di chilometri 1370, tutti esercitati a trazione elettrica.

Le linee funicolari avevano il 31 dicembre 1937 una lunghezza di Km. 70, di cui Km. 19 di funicolari terrestri e Km. 51 di funicolari aeree. Esse sono tutte esercitate a trazione elettrica ».

Per i consumi l'A. riporta i dati del 1934, gli ultimi disponibili; ma osserva che poco diversi sarebbero quelli del 1937.

« Le ferrovie concesse all'industria privata consumarono nell'anno 1934 tonnellate 130.245 di combustibili fossili, quasi tutti di provenienza estera. In detto anno il consumo di energia per la trazione elettrica sulle ferrovie concesse all'industria privata fu di chilowattore 57.877.862. Il consumo di benzina e di gasolio per la trazione con automotrici fu in detto anno di Kg. 169.225.

Le tramvie estraurbane consumarono nell'anno 1934 tonnellate 25.202 di combustibili fossili in massima parte di provenienza estera, 67.059.741 chilowattore di energia elettrica e per le automotrici Kg. 130.184 di benzina e di gasolio.

Le tramvie urbane consumarono nell'anno 1934 chilowattore 276.060.929.

---

(1) *La trazione ferroviaria e l'autarchia*, dell'Ing. L. Velani, Direttore Generale delle F. S., nel numero di novembre scorso.

I progressi della trazione a vapore italiana agli effetti dell'autarchia, dell'Ing. J. Jacometti, Capo del Servizio Materiale e Trazione delle F. S., nel numero di dicembre scorso.

Le funicolari terrestri consumarono nell'anno 1934 chilowattore 1.378.026, le funicolari aeree chilowattore 345.837; complessivamente il consumo totale per le linee funicolari risulta di chilowattore 1.723.863 ».

Quanto allo sviluppo della trazione elettrica, il Vezzani riconosce che esso, sulle ferrovie secondarie, deve essere limitato alle linee a forte traffico.

« Per le linee a scarso traffico invece, che sono la maggioranza, più che l'elettrificazione risulta oggi economicamente opportuna la motorizzazione a mezzo di automotrici con motore a scoppio o meglio con motore Diesel. In tal modo il servizio viaggiatori risulta enormemente migliorato, per cui in molti casi si riesce a dare nuova vita a queste linee, trasformandone radicalmente le condizioni tecniche ed economiche. Per la motorizzazione delle ferrovie secondarie occorre però impiegare anche un carburante (benzina o gasolio) oggi in massima parte di provenienza estera. A ciò potrà ovviarsi impiegando sulle automotrici ferroviarie motori a gassogeno o a gas metano, o meglio intensificando la produzione di benzina e di gasolio nazionale.

Per quanto riguarda le tramvie estraurbane osserveremo che, mentre quelle a trazione elettrica sono in massima parte vitali, quelle con trazione a vapore invece sembrano destinate a non lunga scadenza a trasformarsi. Dall'anno 1927 all'anno 1937, infatti, mentre la lunghezza delle tramvie estraurbane a trazione elettrica è rimasta presso che invariata (da Km. 1597 a Km. 1560), la lunghezza delle tramvie estraurbane a vapore è diminuita da Km. 2620 a Km. 1043, e cioè a meno della metà. È pertanto da prevedersi che i carboni fossili occorrenti per le tramvie estraurbane a vapore diminuiranno di molto e forse scompariranno del tutto con la sostituzione di queste con altri mezzi di trasporto più moderni.

Le tramvie urbane, per quanto concerne la trazione, sono autarchiche al cento per cento, essendo esse tutte a trazione elettrica. È importante osservare la notevole quantità di energia elettrica da esse richiesta, quantità che raggiunge oggi circa 300 milioni di chilowattore all'anno.

Anche le funicolari sia aeree che terrestri, sia per trasporto di viaggiatori che di merci, sono autarchiche al cento per cento per quanto riguarda la trazione, essendo tutte a trazione elettrica. La quantità annua di energia elettrica da esse consumata, di 2.000.000 di chilowattore per il 1937, risulta effettivamente molto superiore qualora si tenga conto delle teleferiche per trasporto merci, di cui però non si hanno oggi dati statistici neanche approssimativi ».

L'A. si diffonde sui trasporti elettrici stradali e anche più sul fabbisogno di carburante in genere per i trasporti terrestri, precisando le risorse nazionali disponibili, le produzioni attuali e quelle che converrebbe predisporre.

« La nostra energia idroelettrica nazionale — così conclude — impiegata per la trazione su rotaia e su strada (che raggiungerà tra pochi anni l'enorme quantità di due miliardi e mezzo di chilowattore facendoci risparmiare circa due milioni e mezzo di tonnellate di carboni fossili esteri), i nostri carboni nazionali, la benzina italiana di imminente produzione, il gasolio italiano, l'alcool etilico dalla bietola e dal sorgo o prodotto per via sintetica, la nostra legna e il nostro carbone vegetale, i nostri gas naturali, l'alcool metilico prodotto sinteticamente da nostri combustibili solidi, potranno tra qualche anno liberarci quasi completamente — ove occorra — da ogni importazione estera, dandoci in questo campo così vitale e delicato per la vita della Nazione l'assoluta sicurezza del funzionamento dei nostri trasporti terrestri »,

---

LIBRI E RIVISTE

La sigla (B. S.) preposta ai riassunti contenuti in questa rubrica significa che i libri e le riviste, cui detti riassunti si riferiscono, fanno parte della Biblioteca del Collegio Nazionale degli Ingegneri ferroviari italiani, e come tali possono aversi in lettura, anche a domicilio, dai Soci del Collegio, facendone richiesta alla Segreteria.

(B. S.) Importante intersezione di binari in acciaio fuso (*The Engineer,* 18 novembre 1938).

La Compagnia « London & North Eastern Railway » ha recentemente provveduto alla sostituzione di una grande intersezione che si trova presso l'ingresso orientale della stazione centrale di Newcastle-on-Tyne.

La nuova intersezione è costituita interamente in acciaio al manganese « Era », comprende non meno di 92 fusioni e rotaie incorporate, pesa oltre 70 tonn. e si ritiene sia il più grande pezzo di acciaio al Mn. in opera nel mondo.

È la terza intersezione istallata nello stesso posto. La prima fu messa in opera nel 1912 e la seconda nel 1924. Quest'ultima ha durato 14 anni, vita molto lunga, se si considerano le gravose circostanze locali, dovute al fatto che il traffico, in quel punto, comprende un fortissimo tonnellaggio di treni, sia a vapore che elettrici.

La figura mostra la complicata struttura dell'intersezione, nella quale molti pezzi sono per di più isolati per la realizzazione dei circuiti di binario. La lunghezza totale è di m. 42,60 e la larghezza di m. 17,60.

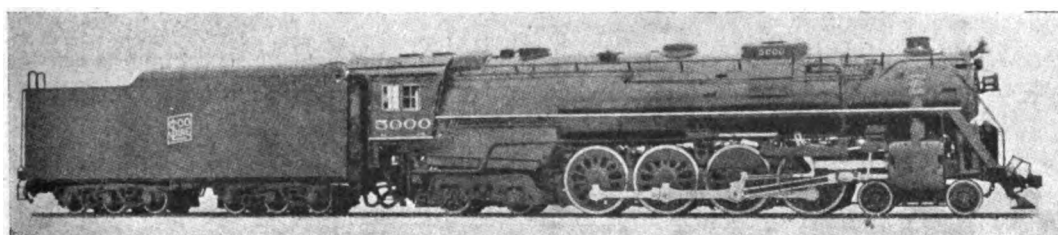
Alle intersezioni in acciaio fuso si attribuiscono numerosi vantaggi, fra cui i più importanti sono i seguenti: la struttura in un sol pezzo esclude l'esistenza di parti che richiedano una speciale attenzione nel montaggio, e, una volta posato in opera, il blocco non può più spostarsi. Le rotaie di guardia sono incorporate nel blocco, il quale può essere messo in opera facilmente e rapidamente ancorandolo mediante chiavarde alle fondazioni. Un altro vantaggio è dato dalla possibilità di rialzare le gole per i bordini, il che è di molta importanza per le linee a grande velocità, dato che garantisce una corsa più dolce e tranquilla e permette di proteggere le punte ed impedirne lo schiacciamento. Essendo il fondo delle gole rialzato gradualmente in entrambi i lati,

il sorpassamento degli intervalli nei punti di incrocio avviene senza salti nè abbassamenti degli assi.

L'acciaio al Mn. è stato riconosciuto come particolarmente adatto a quelle parti di binario che sono soggette ad intenso logorio e deterioramento, come gli aghi, i cuori, ecc. Si ritiene che l'acciaio « Era » possieda due qualità essenziali: durezza e resistenza; inoltre la sua durezza aumenta con l'uso. — G. Robert.

(B. S.) Locomotive costruite dalle Officine Lima per la Soo Line (*Railway Age*, ottobre 1938).

La St. Paul e Sault Ste Marie ha posto in servizio per la Wisconsin Central Line, 4 locomotive costruite dalla Lima Locomotives Works, le quali, pur non presentando caratteri particolari, sono ben proporzionate.

Sono del tipo 2-D-2 e possono sviluppare uno sforzo di 30.000 Kg. con ruote di m. 1,90 di diametro e due cilindri di 0,66 × 0,812. La caldaia ha una griglia di mq. 8,20 ed una superficie di

riscaldamento di mq. 486, 98, superficie di surriscaldamento di mq. 196,94 e produce vapore alla pressione di 19 Kg/cmq.

Il telaio della macchina è fuso con il blocco dei cilindri, il serbatoio principale, e con i supporti del compressore d'aria, del comando di inversione, delle guide della testa a croce e degli appoggi sotto il forno per la espansione del corpo cilindrico. Le ruote motrici sono munite di cuscinetti a rulli disposti entro boccole interne. Il carrello posteriore ha cuscinetti normali.

Le parti mobili del meccanismo motore e delle ruote sono equilibrate per il 40 %. La distribuzione è a camme comandate da un dispositivo Walschaert. La lubrificazione è forzata ed alimentata da lubrificatori a più vie.

La caldaia è costituita da tre anelli di lamiera di acciaio al silico-manganese, di cui quello centrale, conico, reca il duomo. Un altro piccolo duomo sussidiario è collocato più dietro. Il forno è lungo m. 3,86, largo m. 2,444 ed è munito di una camera di combustione profonda m. 1,37; la sua superficie e di mq. 34,93. Esso è interamente saldato ed il suo collegamento con il portaforno è fatto mediante tiranti flessibili. Un apparecchio montato sulla parte anteriore del tender provvede all'accensione del fuoco. La caldaia è munita di surriscaldatore, di preriscaldatore e di iniettore. Il tender è portato da carrelli a tre assi su ruote di 838 mm. di diametro, muniti di ordinari cuscinetti in bronzo. — W. Tartarini.

(B. S.) Un'opera per proteggere una linea dalle valanghe (*Railway Gazette*, 28 ottobre 1938).

La linea di frontiera della P. L. M., tra le stazioni di Culoz e di Modane attraversa un canalone colpito dalle valanghe su un ponticello di m. 6,50 di luce, che si presenta inadeguato nella stazione invernale.

Per evitare che le valanghe e i massi cadenti colpiscano ed interrompano il transito sulla linea, che è d'importanza internazionale, è stata decisa la costruzione di un tratto di galleria artificiale della lunghezza di 60 m. illustrata nelle due figure.

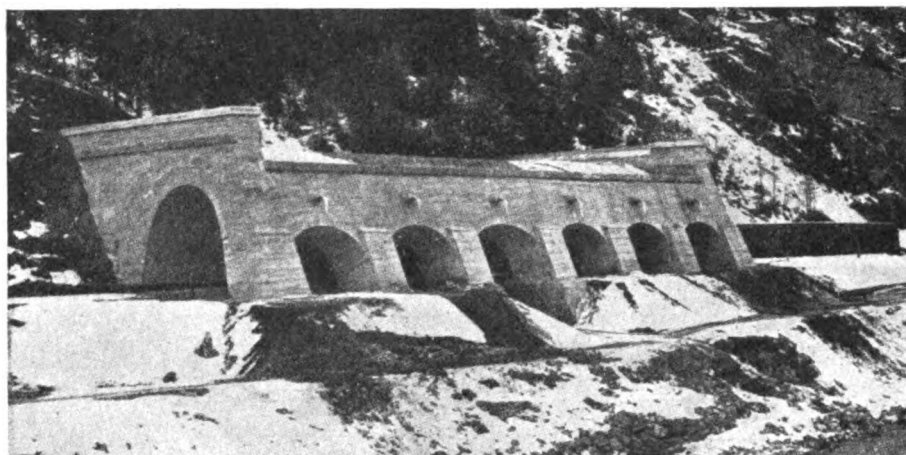



Fig. 1.

Lo spazio compreso tra l'opera costruita e il fianco della montagna è stato riempito con terra a protezione dell'opera stessa e nella parte anteriore di questo riempimento è stata eseguita una pavimentazione in pietra per evitare che le valanghe scoprano la struttura muraria.

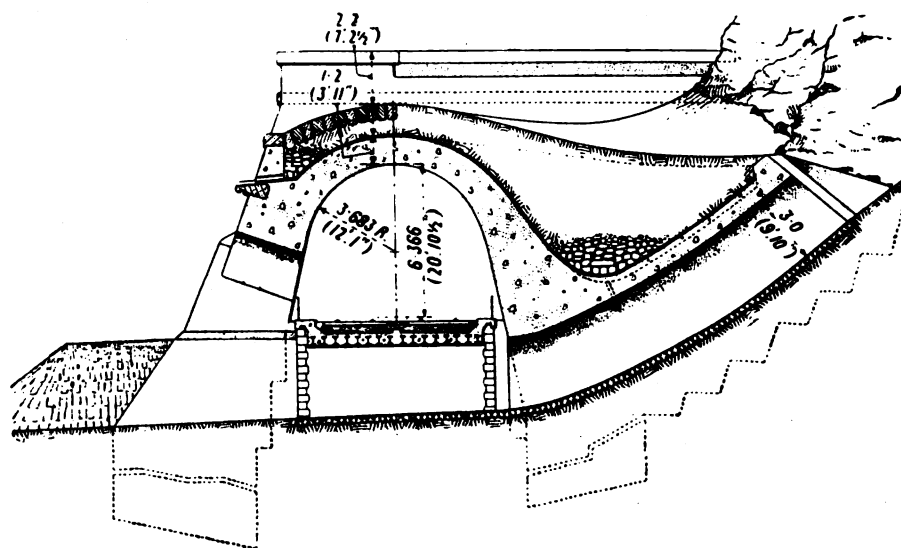



Fig. 2.

La struttura è stata eseguita in calcestruzzo di cemento per conseguire la massima rapidità di costruzione visto che era necessario iniziare e finire i lavori entro una sola estate. — L. La Magna.

(B. S.) I recenti progressi nella costruzione dei raddrizzatori di corrente e nelle loro applicazioni (*The Journal of the Institution of Electrical Engineers*, ottobre 1938).

L'articolo è costituito dal testo di una conferenza tenuta dinanzi alle quattro principali sezioni dell'Associazione degli ingegneri elettrotecnici degli Stati Uniti d'America. Esso permette di dare uno sguardo generale sul presente stadio di sviluppo dei raddrizzatori di corrente. Vengono descritte anche le più recenti innovazioni introdotte nella progettazione e nella costruzione di

dette macchine, e discusse alcune delle limitazioni imposte agli ulteriori sviluppi di questo ramo dell'elettrotecnica.

L'articolo riguarda principalmente i raddrizzatori a vapori di mercurio del tipo ad arco (raddrizzatori a refrigeramento ad acqua, ad ampolla di vetro, raddrizzatori a cassa di acciaio refrigerati ad aria senza pompa, raddrizzatori del tipo ad accensione). Tutti questi raddrizzatori si adattano a tensioni da 200 volt a 50 kv. (corrente continua) e ad intensità che vanno fino a 1000 ampere. Si accenna però anche ad alcuni dei principali raddrizzatori del tipo non a vuoto, come quelli a onda a getto, ad arco raffreddato mediante gas, nonchè ai raddrizzatori dei tipi elettrolitici e meccanici. La maggior parte di questi ultimi sono ancora in corso di studio; si accenna appunto allo stadio di progresso finora raggiunto. Viene esposto poi i più diretti metodi di controllo della potenza dei raddrizzatori ad arco di mercurio, cioè i sistemi a griglia; a tale proposito vengono discusse la regolazione di tensione, l'inversione e la soppressione dell'arco.

A complemento di ciò, vengono descritti gli aspetti generali degli equipaggiamenti dei raddrizzatori, nonchè alcune caratteristiche degli impianti sussidiari dei raddrizzatori. Sono indicati anche lo scopo e l'esecuzione degli impianti di raddrizzamento di corrente, con speciale riguardo all'elettrificazione delle ferrovie, alla tecnica dell'alta tensione, nonchè le applicazioni del controllo con griglia. Infine vengono dati alcuni suggerimenti circa le possibili tendenze degli sviluppi futuri di questo interessante ramo della tecnica.

Molto interessanti sono le discussioni tenute nelle varie sedi dell'Associazione, circa le relazioni segnalate. Di dette discussioni vengono riportati ampi resoconti. — F. Bagnoli.

(B. S.) Fondazione della sede ferroviaria in cemento armato (*The Railway Gazette,* 4 novembre 1938).

In qualche tratto della linea New-York-Albany, in corrispondenza di terreni argillo-sabbiosi imbevuti d'acqua, è stata costruita una platea di fondazione, costituita da una semplice lastra, a sostegno della sede ferroviaria.

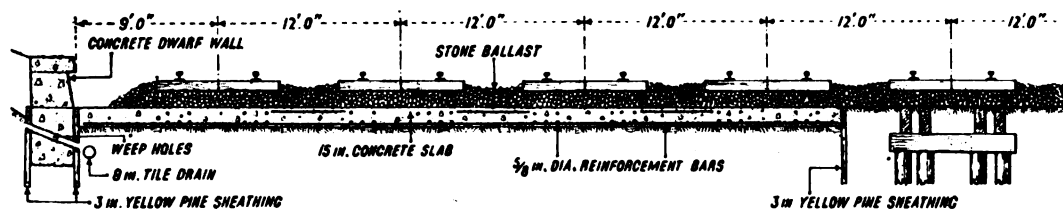



Fig. 1.

Come si vede nella fig. 1, la lastra di fondazione ha uno spessore di 38 cm. ed è armata con barre da 16 mm. disposte trasversalmente in prossimità della faccia inferiore e da gruppi di barre longitudinali dello stesso diametro disposte sotto ciascuna rotaia.

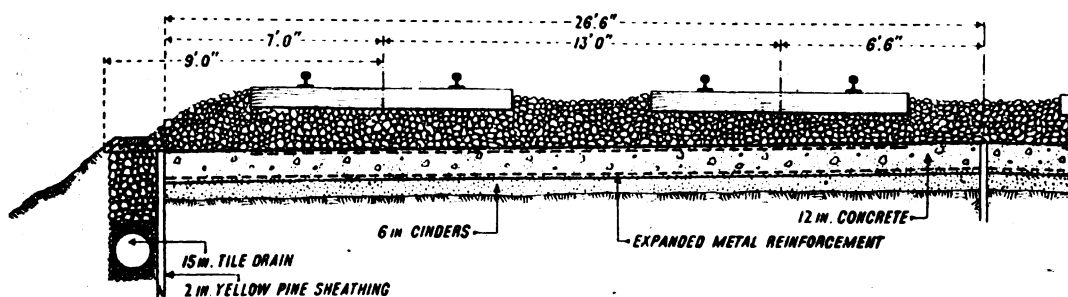



Fig. 2.

I risultati ottenuti sono stati soddisfacenti e molto superiori a quelli con palificata in legno.

Un tipo di fondazione analogo al precedente è stato costruito nel 1912 presso Staatsburg limitando però lo spessore a 30 cm. ed armando con fogli di lamiera stirata sulle due faccie della

lastra, come è indicato nella fig. 2. In questo secondo esempio la fondazione in cemento armato appoggia sul terreno attraverso uno strato di scorie di carbone dello spessore di 15 cm.

Lo spessore del ballast sotto le traverse è in tutti i casi di 30-38 cm. — L. La Magna.

(B. S.) La frenatura dei treni ad alta velocità (*Diesel Railway Traction*, ottobre 1938).

Mentre i criteri fondamentali per l'arresto dei treni sono poco dissimili nei vari paesi, molto diverse possono essere le modalità con cui si ottengono. Così ad esempio mentre in Europa si sta abbandonando l'uso del freno a disco per i treni rapidi, esso è al contrario adottato e diffuso in America, come si riscontra nel nuovo Zefiro della Burlington.

Fig. 1. — Dispositivo di freni a dischi usato nelle ferrovie olandesi. Pivotal Points = centri di rotazione. Air valve = valvola d'aria.

Attualmente il massimo sforzo applicato alle ganasce può essere il 330 % del peso frenato per velocità da 145 a 160 Km/h, sebbene esso possa scendere al 250 % nei servizi regolari a velocità maggiori di 100 Km/h. Alla velocità di 160 Km/h una riduzione iniziale dello sforzo dal 175 al 135 % porta un aumento dello spazio di frenatura di 200 m. Arrivando al 100 %, lo spazio aumenta ai 545 m. Appare quindi per le alte velocità l'insufficienza dello sforzo frenante usato fino a qualche anno fa e la necessità di migliorare i freni per mantenere le distanze di frenatura ed i limiti dei segnali esistenti.

Nella frenatura le condizioni di contatto tra la superficie della ruota e quella dei ceppi hanno notevole influenza sulla dissipazione del calore sviluppato e tale dissipazione è maggiore nei freni a disco che in quelli a tamburo per i quali sono richiesti inoltre maggiori pressioni dato il minor diametro di questo. Un esempio del freno a disco delle ferrovie olandesi è dato in figura (fig. 1) e rappresenta una soluzione per aumentare la dissipazione del calore. Per contro gli ultimi Diesel-elettrici rapidi tedeschi hanno adottato ceppi agenti contro il cerchione, mentre nei precedenti tipi si avevano freni a tamburo.

Fin dalle prime esperienze compiute sullo Zefiro si è constatata una diminuzione uniforme del coefficiente di attrito dei ceppi con l'aumentare delle velocità, nonchè l'importanza del calore sviluppato per il quale a 145-160 Km/h parte del materiale dei ceppi, fuso, finiva per aderire al cerchione. Nelle numerose serie di prove eseguite presso l'Università di Illinois si è fatto variare lo

sforzo frenante da 2000 a 9000 Kg. con serie di velocità di 96, 128, 160 Km/h e si è constatato che al disotto di una combinazione di 105 Km/h e 6800 Kg. (fig. 2), il coefficiente di attrito f diminuiva con l'aumento della pressione e della velocità iniziale. Al contrario, per i valori superiori dello sforzo si aveva, per il calore, rammollimento della superficie del ceppo il che se aumentava il suo logoramento ne faceva meglio aderire la superficie e quella delle ruote, diminuendo la pressione unitaria ed aumentando il coefficiente di attrito. Per evitare tale eccessivo logoramento occorre che il lavoro sviluppato al ceppo sia inferiore a 12.400 Kgm. e per non avere rammollimento e fusione di metallo non si debbono superare i 9600 Kgm. Durante la frenatura il coefficiente di attrito aumentava, al diminuire delle velocità da 65 Km./h. a 0, quando lo sforzo frenante era minore di 7250 Kg.; mentre per valori superiori a tale cifra esso si manteneva costante tranne che per velocità iniziali di 160 Km/h, per le quali cresceva fino ad un valore delle velocità di 96 Km/h.

FIG. 2. — Diagramma del coefficente di attrito in funzione della pressione sui ceppi per tre diverse velocità, determinate nelle esperienze compiute presso l'Università di Illinois.

Brake shoe pressure in thousands pounds = pressione sui ceppi in migliaia di libbre.
Coefficent of friction in Per cent = coefficente d'attrito in per cento.
Initial speed 60 m. p. h = velocità iniziale 60 miglia per ora.

In Francia si sono avuti i seguenti valori per il coefficiente di attrito f. Per V = 140 Km/h variazione quasi lineare da 0,19 per F = Kg. 2720. Per V = 100 Km/h e V = 80 Km/h si è avuto rispettivamente: 0,205 e 0,225 per F = 1500; 0,195 e 0,220 per F = 2130; 0,177 e 0,187 per F = 2720.

Nelle esperienze eseguite nell'Illinois si è visto che con F = 9000 Kg. ed alte velocità così da superare un lavoro di 17.000 Kgm., dopo un certo numero di fermate si formavano inevitabilmente delle fessure nel cerchione per il raffreddamento di questo dovuto alla fermata. Tali fessure hanno raggiunto profondità di 19 mm. e lunghezze di 86 mm. Nei punti ove si sviluppa la pressione si sono registrate temperature elevatissime ma per quanto la superficie delle ruote, che avevano un diametro di 838 mm. si scaldasse al rosso, le coppie termoelettriche ad una profondità di 8 mm. non registrassero temperature maggiori di 192° a conferma di quanto già constatato sullo Zefiro.

Per ridurre la temperatura e la variazione f, mantenendo questo alto alle elevate velocità, una ditta americana ha costruito ceppi la superficie dei quali è per il 13 % costituita da carbone, ma alle prove non si è riscontrato un grande vantaggio da ciò, tranne che una riduzione dell'usura dei ceppi per i quali se, di tipo ordinario, sembra non possa essere usata nell'esercizio corrente una $F > 8500$ Kg. I ceppi rivestiti di asbesto, provati in Francia per avere una f costante, presentano per f un valore molto ridotto, quando la rotaia è bagnata. I ceppi a due elementi articolati di cui quello inferiore ha l'ufficio di asciugare la superficie del cerchione, richiedono una accurata manutenzione perchè alle alte velocità una piccola differenza di regolazione produce forti scosse.

È necessario poi un comando rapido dell'immissione d'aria nei freni, come quello elettrico, perchè sia immediatamente raggiunta la massima pressione. — W. T.

(B. S.) I lavori per la deviazione della linea Berna-Wilerfeld delle Ferrovie Federali (*Bull. techn. Suisse romande*, 3 dicembre 1938).

Su un tratto di Km. 1,5 a due binari il traffico giornaliero è di 235 treni. Sul vecchio ponte in ferro sull'Aar non si possono far passare simultaneamente due treni.

Dopo molti anni di progetti si sta ora costruendo un ponte con quattro binari, deviando la linea che passava per il centro della città e che ora passerà lungo la riva destra del fiume. Il progetto prescelto è del « Bureau des ponts de la Direction générale des C. F. F. ».

Si tratta di una costruzione in cemento armato con un arco della luce di metri 150 per quattro binari normali, la prima in Europa per arditezza. La volta è formata da due anelli di 13,35 metri di larghezza, tenuti assieme da sole quattro travi. Lo spessore alla chiave è di m. 3,20 ed all'imposte di m. 5. Il viadotto, pure in cemento armato, è composto di 15 aperture della portata di 27 m.

Vista a volo d'uccello della nuova linea ferroviaria delle C. F. F. Berna-Wilerfeld.

La soprastruttura è costruita su quattro travi, contrariamente all'uso che richiede per ogni rotaia un trave portante.

Per rendersi indipendenti dalle acque del fiume e dagli immobili si costruì un'armatura a sbalzo in traliccio di legno ad un'arcata di 146 m. Sono 12 travi affiancate la cui altezza non sorpassa m. 3,60. Un capolavoro nel suo genere che ha messo in evidenza le numerose precauzioni richieste per il progetto e la posa in opera di simili costruzioni. Con materiali scelti e con la messa in opera del calcestruzzo « vibrato » si cerca di ottenere la massima resistenza. Il lavoro è già tanto progredito che si spera di poterlo aprire al traffico nella primavera 1941.

Oltre al lato tecnico si curò anche quello estetico, cosicchè queste opere importanti armonizzeranno col paesaggio e risolveranno radicalmente il problema (fig. 1). — G. M. Rossi.

(B. S.) Il metallo leggero nella costruzione dei veicoli ferroviari (*Glasers Annalen*, 15 agosto 1938).

Le qualità e i vantaggi dei metalli e delle leghe leggere sono tali da rendere oltremodo opportuna una larga applicazione di questi materiali anche alla costruzione di varie parti dei veicoli ferroviari. Naturalmente, si deve studiare un'appropriata applicazione; cioè sfruttare nel miglior modo le qualità specifiche e correggere con intelligenti adattamenti gli apparenti inconvenienti di detti materiali. Così, per esempio, occorre tener presente che le leghe leggere sono adatte nei casi in cui si tratta di trasmettere sforzi su elementi costruttivi di notevole ampiezza. Pertanto le leghe leggere, per quanto riguarda la costruzione di veicoli ferroviari, possono essere impiegate dove finora si usava la costruzione leggera in acciaio, come per rivestimenti, telai di finestre, rivestimenti degli impianti di riscaldamenti, canalizzazioni di aereazione, ecc. Ma non si deve credere di aver esaurito così il campo di applicazione. Per le parti dei veicoli non molleggiate, il metallo leggero è ancora da preferirsi; invece per tutte le altre parti, come: casse, telaio, parti di freno, oggetti di arredamento ecc., si rende più adatta una bene intesa applicazione delle leghe leggere.

Si presenta ora la questione, se convenga più il sistema costruttivo a scafo (come viene usato ora normalmente nelle costruzioni aeronautiche) oppure quello a profilati. Inoltre se

convenga maggiormente la chiodatura o la saldatura, sempre l'ipotesi dell'impiego dei metalli e leghe leggieri. L'A. tratta anzitutto della seconda questione. Riconosce che in principio ci si dovrà attenere alla chiodatura; però fa presente che la tecnica della saldatura ha fatto tali progressi, che è facile prevedere l'adozione di essa anche nelle costruzioni leggere. Per quanto riguarda la prima questione, l'A. accenna anzitutto al concetto vero e completo della economia nella costruzione dei veicoli. Il prezzo di fabbricazione a solo considerato, e che in molti casi potrebbe portare a un giudizio sfavorevole per le costruzioni in metalli e leghe leggere, deve essere completato da oculate considerazioni di economia di esercizio. Con tale riserva si vedrà che il giudizio in molti casi cadrà indubbiamente a favore del nuovo sistema costruttivo. Venendo alla questione vera e propria, l'A. preconizza che, in principio, la preferenza sarà data all'adozione dei profilati; i metalli leggeri si dimostrano infatti adatti a qualsiasi profilo speciale, presentando sotto questo punto di vista vantaggi rispetto all'acciaio. Ciò non esclude per altro che, in progresso di tempo, si giunga al sistema costruttivo a scafo, che rappresenta oggi il sistema più perfezionato, se non altro perchè esso permette la massima riduzione di peso, in quanto porta la cassa del veicolo, con la sua intera altezza, a costituire sistema portante.

Per quanto riguarda la scelta delle leghe leggere più adatte, si notano subito varie difficoltà. Infatti, mentre dal punto di vista costruttivo sarebbe preferibile adottare leghe della massima resistenza, d'altra parte, per sicurezza contro la corrosione, si rende più opportuna l'adozione di leghe di resistenza media. L'A. riporta i dati di resistenza specifica e di allungamento di quattro leghe, due durallumini e due duranali:

Durallumin̈io ZB 1/3 (Al-Cu-Mg-):

Limite di elasticità	28-34 Kg./mm²
Resistenza alla trazione	42-46 Kg./mm²
Allungamento	15-20 %

Durallumin̈io affinato a caldo (Al-Mg-Si):

Limite di elasticità	18-25 Kg./mm²
Resistenza alla trazione	28-35 Kg./mm²
Allungamento	10-20 %

Duranalio MG 5 semiduro (Al-Mg 5 %):

Limite di elasticità	16-22 Kg/mm²
Resistenza alla trazione	25-32 Kg./mm²
Allungamento	8-15 %

Duranalio semiduro (Al-Mg 7 %):

Limite di elasticità	20-26 Kg./mm²
Resistenza alla trazione	35-42 Kg/mm²
Allungamento	8-15 %

Questi dati dimostrano che anche per le massime esigenze è possibile l'uso delle leghe leggere. Però si deve tener conto anche della durata, specialmente per il caso che ci interessa, cioè per la costruzione di veicoli ferroviari. Anche sotto questo punto di vista le leghe leggere si presentano particolarmente favorevoli. Infatti la resistenza alle piegature alterne delle leghe di durallumin̈io vanno da 11 a 15 Kg./mm² per 50 milioni di sollecitazioni. Per la resistenza alle sollecitazioni alterne di trazione e di pressione i dati suddetti si devono diminuire del 10-20 %, mentre per la resistenza alla torsione si può contare su circa il 60 % della resistenza alle piegature.

Una questione molto importante connessa con l'impiego delle leghe leggere è quella della corrosione. Sotto questo riguardo le costruzioni aeronautiche ci possono dare ragguagli molto importanti. Si è constatato infatti che anche nei velivoli, esposti più che qualsiasi altro tipo di

veicolo agli agenti atmosferici, si è riusciti, mediante l'uso di adatte vernici protettive, ad eliminare quasi totalmente la corrosione dovuta ad arrugginimento. Ma anche senza tali verniciature si possono diminuire od eliminare i pericoli di corrosione. Vi sono infatti sul mercato leghe leggere, come ad esempio le sopra citate che possono considerarsi effettivamente inossidabili. Ma anche per le più rigorose esigenze di resistenza, specialmente per la costruzione di veicoli ferroviari, si può soddisfare mediante leghe, come la resistentissima Duralluminio ZB 1/3; con essa si costituiscono piastrature assai resistenti e durevoli.

L'A. aggiunge ancora alcune considerazioni sulle leghe contenenti rame, le quali, secondo la pratica attuale, presenterebbero qualche difficoltà per la saldatura. Ma occorre riflettere che la tecnica della saldatura è in continuo sviluppo, e che quindi anche tali difficoltà scompariranno ben presto.

Concludendo, l'A., rammentata l'enorme importanza assunta nei tempi attuali dalle costruzioni leggere, e dai progressi raggiunti nella produzione e nell'impiego delle leghe leggere; constata che, almeno per quanto riguarda la costruzione dei veicoli ferroviari, l'impiego delle leghe leggere in Germania merita ancora un maggiore impulso, anche per portarsi al livello di altre nazioni. — F. Bagnoli.

(B. S.) L'autarchia nelle costruzioni in cemento armato e i mezzi meccanici per la posa in opera dei calcestruzzi (*Annali dei Lavori Pubblici,* 1938, fasc. 12).

Con « Autarchia » nelle costruzioni, qui s'intende non già rinuncia ai metodi costruttivi moderni (cemento armato e acciaio) e ritorno ai vecchi sistemi, non idonei alle arditezze dei nostri tempi, ma sfruttamento più razionale dei materiali moderni per ridurre al minimo le importazioni onerose.

I limiti superiori per i carichi di lavoro delle armature metalliche concessi dalle recenti norme ministeriali, consentono un'analoga elevazione delle qualità resistenti del calcestruzzo, che si può ottenere:

a) con un più alto dosaggio di cemento (contrario ai fini autarchici);

b) con riduzione del dosaggio del cemento, purchè si assicuri la più alta compattezza del prodotto (rigoroso dosaggio di acqua, ben studiata composizione granulometrica e manipolazione degli impasti) pratiche mai trascurate 20 o 30 anni fa, allorquando scarsa era la dimestichezza col cemento.

Oggigiorno per la complessità di casseforme e di armature metalliche si ricorre a calcestruzzi molto fluidi, dovuti ad un eccesso di acqua, compensato da un maggior dosaggio di cemento, e che risparmiano anche la mano d'opera per la pigiatura. Ma in tal modo, non solo si sprecano materiali, ma non si ottiene neppure il rendimento che la qualità del cemento potrebbe dare. In tali calcestruzzi è facile trovare sacche interne o strati fortemente porosi, che compromettono la resistenza specifica del materiale, e costituiscono condotti di circolazione di aria e di umidità che favoriscono l'aggressione e la corrosione delle armature metalliche con rapido decadimento della resistenza d'insieme, conseguenze che possono essere anche determinate da pietrisco frantumato meccanicamente, gelo, sbalzi di temperatura, acque e selenitose.

Negli U. S. A. e nell'Inghilterra, da lungo tempo si seguono criteri scientifici per ottenere la miglior compattezza dei calcestruzzi (esperienze Freyssinet e Pigeaud — curve granulometriche del Füller — e norme americane obbligatorie sin dal 1924).

Da noi invece generalmente si seguono concetti empirici (0,400 sabbia, 0,800 ghiaia e cemento in quantità arbitraria) e solo per lavori di grande mole, p. e. dighe, si usa maggior cura.

Le nuove norme in elaborazione, eleveranno ulteriormente i carichi di sicurezza del calcestruzzo meglio adeguandoli alla resistenza cubica del medesimo, vi sarà perciò l'interesse a migliorare que-

st'ultimo tornando al giusto dosaggio acqua-cemento e dalla pigiatura oltre che a mano, anche e soprattutto meccanica « vibrazione » meglio rispondente alle nuove esigenze costruttive, donando una maggior fluidità (« liquazione ») al calcestruzzo e quindi: maggior penetrazione ed aderenza assoluta dei vari elementi con eliminazione di aria e massima compattezza del materiale, fattore precipuo della sua resistenza e durata, che risulterà massima proporzionando gli elementi fini e grossi.

Non tutti i cantieri posseggono mezzi meccanici di frantumazione, selezione e dosaggio per ottenere un omogeneo conglomerato per tutta la costruzione, e la difficoltà aumenta usando ghiaie e sabbie naturali. La vibrazione, serrando fra loro energicamente i materiali ne fa rimontare alla superficie i più minuti che si trovino in eccesso (sabbia, cemento, acqua). Essa dà quindi un ottimo controllo sulla regolazione granulometrica degli impasti. Interessanti esperienze fatte in Francia hanno dimostrato che dalla compattezza di un calcestruzzo dipende la sua resistenza alla compressione e alla trazione, nonchè la misura della aderenza alle armature metalliche. L'aumento dell'aderenza con il calcestruzzo vibrato, in confronto con quello pilonato a mano, va dal 33 al 235 % oscillando per lo più intorno al 100 %. la resistenza alla compressione dei calcestruzzi vibrati, aumenta in media del 37,5 % a 28 giorni di stagionatura e del 46 % a 90 giorni e quella alla trazione rispettivamente del 9,75 % e del 38,6 %. Mentre con i provini pilonati a mano si sono ottenuti sino al massimo 75 % di scarti di resistenza alla trazione, per quelli vibrati erano al massimo del 35 % e durante la stagionatura i primi denunciarono anche diminuzione, quelli vibrati aumentavano in misura costante del 28 %.

Ciò dimostra che nei calcestruzzi vibrati vi è una minor influenza dei fenomeni di ritiro e la possibilità di un prudente affidamento nella resistenza alla trazione.

Tre sono i metodi per il trasporto del conglomerato cementizio:

1) Metodo « americano »: un'ascensore installato in un'alta torre solleva e versa il calcestruzzo in una tramoggia dalla quale a mezzo di canali inclinati viene distribuito ai diversi punti di lavoro.

2) Metodo « tedesco »: a mezzo di funivie con carrelli portanti benne, il calcestruzzo caricato direttamente da terra viene trasportato ad una tramoggia dalla quale, per mezzo di un breve canale, viene scaricato nelle casseforme.

3) Metodo « a pressione »: una pompa a stantuffo spinge il calcestruzzo entro una tubazione distributrice, che lo adduce, a getto continuo, nelle casseformi.

Per i primi due metodi necessita molta fluidità nel calcestruzzo e di conseguenza esso rimane poroso e poco resistente. Inoltre nei canali lo scorrimento provoca separazione degli elementi di densità diversa ed il calcestruzzo tende a stratificarsi in modo molto dannoso. In tali condizioni l'uso della vibrazione non solo non avrebbe efficacia, ma tenderebbe ad accentuare la « segregazione » degli elementi già iniziatasi. Col terzo metodo il calcestruzzo conserva la sua consistenza di terra umida, attraverso tutta la tubazione, permettendo così la vibrazione.

Non vi è dubbio che questo è il metodo per ottenere i migliori successi anche economici ed autarchici ed occorre che anche in Italia ci si orienti decisivamente verso l'uso sistematico di calcestruzzi vibrati e la loro distribuzione forzata — G. M. Rossi.

(B. S.) Sulla capacità di carico dei pali (*L'Ingegnere*, 15 agosto 1938).

In alcuni recenti studi il Prof. Terzaghi ha messo in evidenza come la formula di Brix per la determinazione della capacità di carico dei pali, sebbene fondata su ipotesi meccaniche certamente esatte, può dare indicazioni errate in alcuni casi particolari.

« E noto infatti che la capacità di carico di un palo dipende:

a) dalla resistenza d'attrito lungo la superficie laterale del palo;

b) dalla resistenza incontrata dalla punta del palo, ossia dalla resistenza del suolo alla compressione ed al rifluimento laterale.

Se le dette resistenze dipendessero unicamente dalla natura del terreno è evidente che le due forze *Qd* (resistenza alla penetrazione del palo sotto i colpi del maglio) e *Q* (resistenza alla penetrazione sotto un carico statico), dovrebbero essere uguali ».

Ciò infatti si verifica con sufficiente esattezza in terreni costituiti da sabbie sciolte, ghiaie, rilevati artificiali permeabili, ecc., ma in altri terreni, come argille molli, argille a grani finissimi, ecc., la resistenza incontrata dalla punta del palo sotto l'azione dei colpi di maglio è molto superiore a quella che si sviluppa sotto l'azione di un carico statico. Durante l'infissione di un palo in simili terreni si osserva che ogni colpo di maglio scaccia una certa quantità d'acqua contenuta nel terreno sotto la punta del palo: l'acqua sfugge verso l'alto attraverso lo spazio compreso fra il palo ed il terreno e forma un velo liquido che agisce come lubrificante contribuendo a diminuire l'attrito laterale. Invece lo sforzo occorrente per scacciare rapidamente l'acqua sotto la punta del palo risulta molto più grande di quello che sarebbe necessario per comprimere lentamente lo stesso terreno. Dopo due giorni di riposo l'attrito laterale sarà di nuovo grande. Segue da tutto ciò che *Qd* non corrisponde a *Q*.

Per i terreni suddetti la formula relativa all'infissione dei pali non è dunque applicabile.

Una conferma di queste conclusioni si è avuta recentemente in occasione di prove di carico eseguite sopra due pali in cemento armato per la fondazione delle spalle di un ponte in Sardegna.

Il terreno nel quale furono infisse le punte dei pali era costituito non da sabbie sciolte ma da sabbie miste ad argille e ad alghe marine. Per il primo palo, conficcato in terreno offrente poca resistenza alla penetrazione, la formula di Brix forniva *Qd* = 7.450 Kg., invece dalle prove di carico statico è risultato che al cedimento massimo ammissibile di 1,5 mm. corrispondeva un carico statico di 16.450 Kg. Per il secondo palo, conficcato in terreno analogo al precedente ma alquanto più resistente alla penetrazione, la formula forniva *Qd* = 75.000 Kg., mentre la forza *Q* corrispondente al cedimento di 1,47 mm. era di 19.092 Kg.

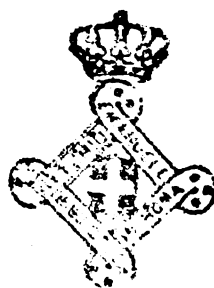
Risulta dunque dalle prove eseguite sopra i due pali suddetti che, per il terreno in parola, non costituito da sabbie sciolte ma da sabbie miste ad argille e ad alghe marine, la formula di Brix non dà risultati attendibili, e ciò in conformità delle conclusioni del Prof. Terzaghi. — G. Robert.

Errata-corrige

per l'articolo « Moderni orientamenti nei criteri di fabbricazione e di impiego del cemento armato » pubblicato nel nostro numero di gennaio:

pagina	*rigo*	*Errata*	*Corrige*
37	13 e 14	di allumina $\frac{SiO^2}{Al^2O^3}$	dei sesquiossidi metallici $\frac{SiO^2}{Al^2O^3 + Fe^2O^3}$
38 39	18 21	$\frac{SiO^2}{Al^2O^3}$	$\frac{SiO^2}{Al^2O^3 + Fe^2O^3}$
40	34	in qualche caso	in generale
41	1	a fusione	ad incipiente fusione

Ing. Nestore Giovene, *direttore responsabile*

Stabilimento Tipografico Armani di M. Courrier – Roma, via Cesare Fracassini, 60

BIBLIOGRAFIA MENSILE FERROVIARIA

FEBBRAIO 1939-XVII

I. - LIBRI

LINGUA ITALIANA

1938 — 625 . 2 . 042

F. Tajani. Le comodità del viaggiare. Milano (290 × 220), pag. 61, con fig.

1938 — 621 . 74

Dizionario tecnico di fonderia. Milano, Associazione fra gli industriali meccanici ed affini (210 × 150), pag. 155, con fig

1939 — 624 . 04

P. Noli. Il metodo delle deformazioni nel piano. Milano, Hoepli (255 × 180), pag. 176, fig. 64.

1938 — 526 . 9

L. Solaini. Studio sperimentale del fotocartografo Nistri. Pavia, Tip. Ponzio (245 × 165), pag. 112, fig. 41.

1938 — 526 . 9

M. Ponzian. Il trattamento del materiale fotografico in fotogrammetria. Milano (245 × 170), pag 19, fig. 22.

LINGUA FRANCESE

1938 — 531 . 621 — 54 e 621 — 55

J. Granier. Les régulateurs. Paris, Dunod, pag. 195, fig. 163.

1938 — 629 . 1 — 272

C. Reynal. Les ressorts. Etude complète et méthode rapide de calcul. Paris, Dunod (200 × 125), pag. 222 + X, fig. 69.

LINGUA TEDESCA

1937 — 691

M. Ros. Versuche und Erfahrungen an ausgeführten Eisenbeton-bauwerken in der Schweiz. Zürich, Beilage zum Jakresbericht des Vereins schweizerischer Zementkalk und Gips-fabrikanten, pag. 405.

1938 — 621 . 332

K. Sachs. Die ortsfesten Anlagen elektrischer Bahnen. Zurich, Leipzig (275 × 200), pag. 318, fig. 430, tav. 8.

LINGUA INGLESE

1938 — 385 . (09 (.42)

L. M. S. Centenary of opening of first main-line railway. London, Supplement to the Ry. Gazette (300 × 225), pag. 84 con fig.

1937 — 385 . (08 (.52)

Department of railways. Government of Japan. Annual Report 1936. Tokyo (255 × 180), pag. 254, con fig. e grafici.

LINGUA SPAGNOLA

1937 — 385 . (09 (.82)

E. Soares. Ferrocarriles argentinos. Sus origenes, antecedentes legales, leyes que los rigen y reseñas estadisticas. Buenos Aires, Comp.ia Impresora Argentina (180 × 135), pag. 206.

II. - PERIODICI

LINGUA ITALIANA

Rivista Tecnica delle Ferrovie italiane.

1938 — 625 . 142 . 28

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, dicembre, pag. 327.

A. Breazzano. Contributo all'autarchia: sulla possibilità di rendere sufficiente l'olio di catrame minerale di produzione nazionale alla conservazione delle traverse di legno delle Ferrovie dello Stato, pag. 15, fig. 5.

1938 — 621 . (137+138)

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, dicembre, pag. 342.

J. Jacometti. I progressi della trazione a vapore italiana agli effetti dell'autarchia, pag. 11.

1938 — 656 . 25

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, dicembre, pag. 353.

C. Bellomi. Il relé unitario tipo F. S. per gli impianti di segnalamento, pag. 43, fig. 18, tav. 1.

1938 — 656 . 1 . 078 . 82

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, dicembre, pag. 396 (Informazioni).

La coordinazione fra strada e ferrovia in Francia.

1938 — 625 . 2 — 592

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, dicembre, pag. 397 (Libri e Riviste).

Il coefficiente di attrito fra ceppi e cerchioni in funzione della velocità e della pressione, pag. 2, fig. 3.

1938 — 621 . 9

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, dicembre, pag. 399 (Libri e Riviste).

Le moderne tendenze nella costruzione delle macchine utensili, pag. 1 ½, fig. 2.

1938 — 625 . 143 . 4

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, dicembre, pag. 400 (Libri e Riviste).

Il problema dei giunti delle rotaie, pag. 2, fig. 3.

1938 — 625 . 144

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, dicembre, pag. 402 (Libri e Riviste).

Costruzione e manutenzione del binario con mezzi meccanici negli Stati Uniti, pag. 4, fig. 2.

LINGUA FRANCESE

Revue Générale des Chemins de fer.

1938 — 625 . 23

Revue Générale des Chemins de fer, novembre, pag. 223.

Bancelin et Renault. Insonorisation du matériel roulant, pag. 21, fig. 21.

1938 — 656 . 222

Revue Générale des Chemins de fer, novembre, pag. 244.

Baudez. Exploitation de la Ligne de Petite Ceinture de Paris (Courcelles à Auteuil-Boulogne via La Rapée-Bercy) au moyen d'un organisme de Commande et de Surveillance appelé « Régulateur Petite Ceinture », pag. 5, fig. 5.

1938 385 . 58

Revue Générale des Chemins de fer, novembre, pag. 249.

La Convention Collective du Personnel du Cadre Permanent de la Société Nationale des Chemins de fer Français, pag. 4.

1938 385 . 11 (492)

Revue Générale des Chemins de fer, novembre, pag. 254.

Les C. F. à l'étranger. D'après le Rapport sur les résultats de l'exercice 1937 des Chemins de fer Hollandais.

Les Chemins de fer Hollandais, pag. 1.

1938 656 . 22

Revue Générale des Chemins de fer, novembre, pag. 255.

Les C. F. à l'étranger. D'après « Railway Age » du 19 Mars 1938.

L'enregistrement photographique des feuilles de route, pag. ½.

1938 656 . 257 (73

Revue Générale des Chemins de fer, novembre, pag. 255.

Les C. F. à l'étranger. D'après « Railway Signaling » d'Avril 1938.

Application de la commande centralisée du trafic sur le Texas and Pacific, pag. 1, fig. 3

1938 656 . 257 (73)

Revue Générale des Chemins de fer, novembre, pag. 256.

Les C. F. à l'étranger. D'après « Railway Signaling » d'Avril. 1938.

Un nouveau système de commande d'itinéraires par boutons-poussoirs, pag. 2, fig. 3.

1938 621 . 133 . 4 (73)

Revue Générale des Chemins de fer, novembre, pag. 258.

Les C. F. à l'étranger. D'après « Railway Mechanical Engineer » de Juin 1938.

Fumivorité des locomotives à vapeur, pag. ½.

1938 621 . 335 . 2 (494)

Revue Générale des Chemins de fer, novembre, pag. 258.

Les C. F. à l'étranger. D'après « Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure » du 11 Juin 1938.

Locomotives électriques pour la ligne du Gothard, pag. ½.

1938 621 . 131 . 3 (43)

Revue Générale des Chemins de fer, novembre, pag. 259.

Les C. F. à l'étranger. D'après « Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure » du 30 Avril 1938.

Gain de puissance dû au carénage, pag. 1.

Bulletin de l'Association internationale du Congrès des chemins de fer.

1939 621 . 43 & 625 . 216

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio pag. 1.

Tourneur. Couplage et jumelage des autorails, pag. 8, fig. 5.

1939 625 . 2 & 656 . 221

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 9.

Reidemeister (F.). Le facteur poids de la résistance des trains et son influence sur la valeur économique des véhicules en métaux légers, pag. 11, fig. 2.

1939 621 . 392 (.43+.44) & 624 (.43+44)

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 20.

Regis (H.). Les ponts métalliques soudés. Essai de comparaison entre le Règlement allemand et le Règlement français (Cas des ponts à âmes pleines), pag. 9, fig. 5.

1939 621 . 338 (.492)

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 29.

Bolleman Kijlstra (E.). Les nouvelles voitures des Chemins de fer Néerlandais destinées à la traction électrique, pag. 9, fig. 8.

1939 625 . 162 (.73) & 656 . 259 (.73)

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 38.

Henry (Warren). Protection efficace des passages à niveau, pag. 10, fig. 2.

1939 621 . 43 (.42) & 625 .232 (.42)

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 48.

Train-Diesel-hydraulique de trois voitures du London Midland and Scottish Railway, pag. 17, fig. 12.

1939 621 . 132 . 8 (.62)

Bull. d Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 65.

Novelles locomotives Sentinel pour les Chemins de fer de l'Etat égyptien, pag 6, fig. 9.

1939 656 . 43 & 656 . 222 . 1

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 71.

Koffman (J. L.). Note sur l'accélération des automotrices, pag. 5, fig. 6.

1939 656 . 222 . 1 (.42)

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 76.

Parcours d'essai à grande vitesse du train « Coronation », London and North Eastern Railway, pag. 3, fig. 2.

1939 625 . 213 (.73), 625 . 215 (.73) & 625 . 232 (.73)

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 79.

Essais de nouvelles voitures du type « pendulaire » pag. 3, fig. 2.

1939 621 . 132 . 3 (.42)

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 82.

Conversion de la locomotive type « Atlantic », n. 3279 du London and North Eastern Railway, pag. 2, fig. 2.

1939 621 . 133 . 7 (.42)

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 84.

Epurateur d'eau d'une capacité horaire de 40.000 gallons (181.8 m³), London and North Eastern Railway, pag. 2, fig. 2.

1939 621 . 338 (.73)

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 86.

Train électrique léger à étage en service d'essai sur le Long Island Railroad, pag. 4, fig. 3.

1939 385 . (02

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 90.

Compte rendu bibliographique. The Universal Directory of Railway Officials and Railway Year Book (*Répertoire universel des fonctionnaires de chemins de fer et Annuaire des Chemins de fer*), 1938-39, pag. ½.

1939 625 . 144 . 2

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 90.

Compte rendu bibliographique. String-lining of railway curves (Alignement au cordeau des courbes de chemins de fer), par P. E. Knight, pag. 1 ½.

1939 62 . (01 & 621 . 13 (0
Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 92.
COMPTE RENDU BIBLIOGRAPHIQUE. Failures of locomotive parts and how to prevent them (Avaries aux pièces de locomotives, et comment les prévenir), par Fred H. Williams, pag. ½.

1939 656 . 223 . 2
Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 92.
COMPTE RENDU BIBLIOGRAPHIQUE. Wagon utilization (Utilisation des wagons), par Howard E. Pheasant, pag. 1.

Le Génie Civil.

1938 624 . 058
Le Génie Civil, 1° ottobre, pag. 286.
L'auscultation sonore des ouvrages en béton ou en métal, pag. 2 ½, fig. 3.

1938 669 — 156
Le Génie Civil, 1° ottobre, pag. 290.
Le mécanisme de la trempe, notamment dans la trempe au chalumeau, pag. 1 ½, fig. 5.

1938 627 . 82
Le Génie Civil, 8 ottobre, pag. 306.
P. CAUFOURIER. Le barrage à voutes multiples de Bartlett, pag. 1 ½, fig. 3.

1938 625 . 162 . 656 : 25
Le Génie Civil, 15 ottobre, pag. 322.
La protection des passages à niveau par dispositif automatique à temps constant indépendant de la vitesse des trains, pag. 2 ½, fig. 7.

1938 621 . 431 . 72
Le Génie Civil, 10 dicembre, pag. 499.
Locomotive Diesel à transmission hydraulique système Voith-Schwartzkopff, pag. 1, fig. 1.

Revue Générale de l'Electricité.

1938 669 . 14 — 156
Revue Générale de l'Electricité, 22 ottobre, pagina 495.
G. BALEAT e M. LOSINSKY. La trempe superficielle de l'acier par chauffage au moyen de courants à haute fréquence, pag. 16, fig. 23.

1938 621 . 313
Revue Générale de l'Electricité, 29 ottobre, pagina 527; 5 novembre, pag. 559.
R. LANGLOIS-BERTHELOT. Le problème de la définition de la puissance normale des machines électriques, pag. 20.

1938 621 . 315 . 6
Revue Générale de l'Electricité, 19 novembre, pag. 633.
R. VAN CAUWENBERGHE. La sollicitation électromécanique et thermique des isolateurs, pag. 6, fig. 8.

1938 621 . 315 . 668 . 1
Revue Générale de l'Electricité, 17 dicembre, pag. 757.
G. MULLER. Emploi de poteaux en bois jumelés avec isolateurs suspendus pour lignes à 22 Kilovolts, pag. 4, fig. 6.

LINGUA TEDESCA

Glasers Annalen.

1938 621 . 134
Glasers Annalen, 1 dicembre, pag. 319.
H. NORDMANN. Dampflokomotiven mit einfacher Dampfdehnung in zwei oder drei Zylindern im Verhältnis ihrer Verbrauchszahlen, pag. 10.

1938 621 . 335 (.43)
Glasers Annalen, 1 dicembre, pag. 336.
W. KLEINOW. Die elektrischen Lokomotiven der Deutschen Reichsbahn, pag. 2.

Zeitung des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen.

1938 625 . 143 . 48 (.73)
Zeitung des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen, 6 ottobre, pag. 751.
SCHNEIDER. Amerikanische Ansichten über das Verhalten langer durchgehend geschweister Schienen, pag. 5 ½.

1938 385 . (09 (.47)
Zeitung des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen, 13 ottobre, pag. 773.
G. FÜRBRINGER. Die russischen Eisenbahnen an der Schwelle des dritten Fünfjahresplanes, pag. 3.

1938 385 . (09
Zeitung des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen, 17 novembre, pag. 862.
J. RUNGIS. Die Entwicklung der Eisenbahnen in den Baltischen Staaten aus Anlass ihres zwanzigjährigen Bestehens, pag. 10, fig. 1.

1938 385 . (08 (.73)
Zeitung des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen, 15 dicembre, pag. 943.
WERNEKKE. Die Eisenbahnen der Vereinigten Staaten Von Amerika im Jahre, 1937, pag. 6 ½.

1938 621 . 335 . 4 (.43)
Zeitung des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen, 22 dicembre, pag. 963.
H. TETZLAFF. Deutsches Triebwagenwesen. — Entwicklungsgeschichtliches, Grenzziehungen für die Werwendungsgebiete verschiedener, hauptsächlich elektrischer Triebwagen, Ausbaumöglichkeiten des Triebwagendienstes auf elektrisch betriebenen Bahnen, pag. 10.

LINGUA INGLESE

Mechanical Engineering.

1938 621 . 13 (.73)
Mechanical Engineering, dicembre, pag. 909.
Progress in railway mechanical engineering, 1937-1938, pag. 12, fig. 36.

1938 669 — 156
Mechanical Engineering, dicembre, pag. 931.
Hard-Surfacing processes and materials, pag. 5.

Engineering.

1938 621 . 431 . 72
Engineering, 16 dicembre, pag. 702.
Articulated railcars for the Argentine State Rys, pag. 3, fig. 10.

1938 625 . 2 — 592
Engineering, 16 dicembre, pag. 719.
The friction of railway brake blocks, pag. ½.

The Railway Gazette

1938 625 . 2 . 012 . 25
The Railway Gazette, 7 ottobre, pag. 605.
The isothermos axlebox, pag. 1, fig. 3.

1938 656 . 25 (.44)
The Railway Gazette, 7 ottobre, pag. 607.
Speed in relation to signalling, pag. 4, fig. 1.

1938 625 . 164
The Railway Gazette, 28 ottobre, pag. 727.
Avalanche protection in France, pag. 1, fig. 3.

1938 625 . 2 — 592
The Railway Gazette, Diesel Ry Traction Supplement, 28 ottobre, p. 752.
The braking of high speed trains, pag. 2, fig. 2.

Anno XXVIII - Vol. LV - N. 3. RIVISTA MENSILE Roma, 15 marzo 1939 (Anno XVII)

Abbonamento annuo: Pel Regno L. **72**; per l'Estero (U. P.) L. **120**. Un fascicolo separato rispettivamente L. **7,50** e L. **12,50**

Si distribuisce gratuitamente a tutti i soci del Collegio Nazionale degli Ingegneri Ferroviari Italiani

Quota annuale di associazione L. 36

Abbonamento annuo di favore a L. 36 per gli impiegati non ingegneri, appartenenti alle Ferrovie dello Stato all'Ufficio Speciale delle Ferrovie ed a Società ferroviarie private.

RIVISTA TECNICA DELLE FERROVIE ITALIANE

PUBBLICATA A CURA DEL

Collegio Nazionale degli Ingegneri Ferroviari Italiani

COL CONCORSO DELL'AMMINISTRAZIONE DELLE

FERROVIE DELLO STATO

Comitato di Redazione

REDAZIONE ED AMMINISTRAZIONE
PRESSO IL "COLLEGIO NAZIONALE DEGLI INGEGNERI FERROVIARI ITALIANI"
ROMA - Via delle Terme di Diocleziano, 90 - Telefono 44-303

SOMMARIO

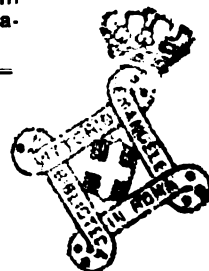
Spedizione in abbonamento postale

Anno XXVIII - Vol. LV 15 Marzo 1939 - Anno XVII - N. 3

RIVISTA TECNICA
DELLE
FERROVIE ITALIANE

Gli articoli che pervengono ufficialmente alla "Rivista„ da parte delle Amministrazioni ferroviarie aderenti ne portano l'esplicita indicazione insieme col nome del funzionario incaricato della redazione dell'articolo.

Sistemazione della Galleria Monte Giuseppe sulla linea Bolzano-Malles

Ing. P. PRUNAS, per incarico del Servizio Lavori delle F. S.

Riassunto. — Dissesti verificatisi nella struttura originaria della galleria — Cause dei dissesti — Provvedimenti adottati per ovviarvi — Nuovo tipo di rivestimento — Modalità di esecuzione del nuovo rivestimento — Difficoltà incontrate durante i lavori — Risultati.

La linea Merano-Malles, ad un sol binario a scartamento normale, fu costruita nel 1906 in prolungamento della già esistente Bolzano-Merano.

Circa 8 Km. oltre quest'ultima stazione, ha inizio la galleria del Monte Giuseppe, lunga 584 metri, originariamente costruita in muratura di pietrame, a sezione ovoidale con arco rovescio.

Poco tempo dopo l'apertura all'esercizio della linea, cominciarono a verificarsi, nella metà verso Merano della galleria, notevoli dissesti delle murature di rivestimento, i quali andarono sempre più aggravandosi negli anni seguenti.

L'Amministrazione Austriaca, e successivamente quella delle Ferrovie dello Stato ad essa subentrata nel dopo-

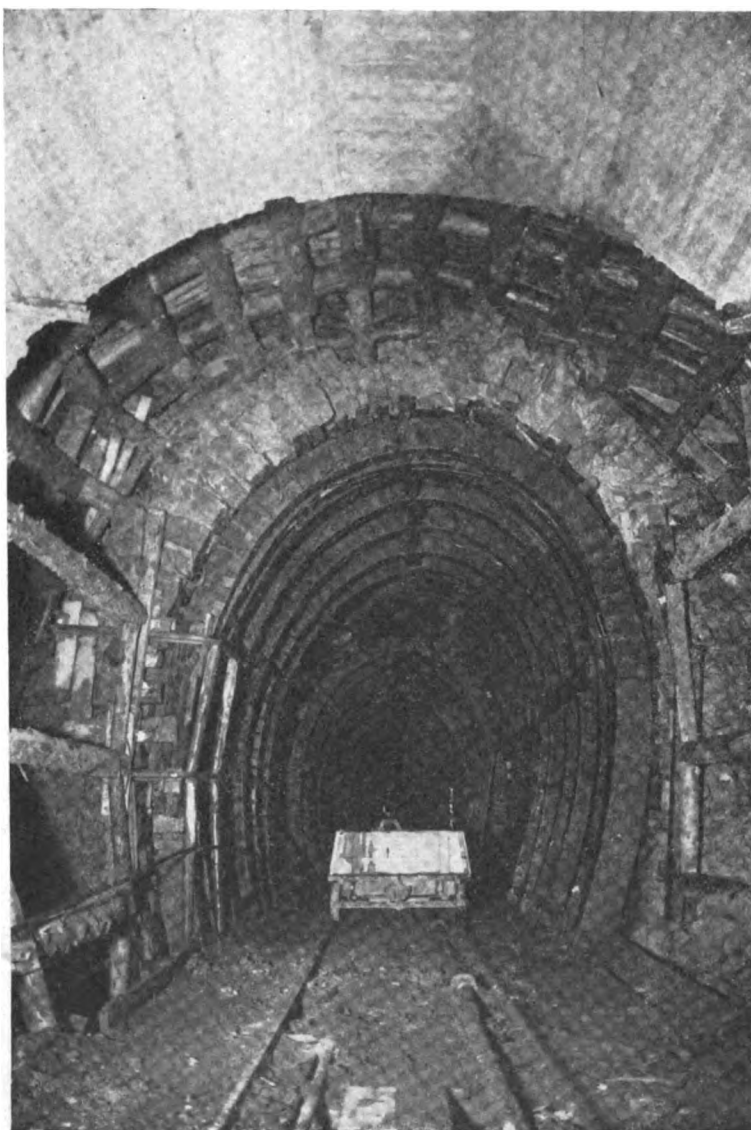



FIG. 1. — Esecuzione degli scavi per la ricostruzione del rivestimento.

guerra, dovettero armare i primi duecento metri di galleria con robuste centine in legno per sostenere le armature dissestate, ed in parecchi tratti ricostruire le murature stesse migliorandone il tipo di struttura ed aumentandone gli spessori. Si rifecero così lunghi tratti di piedritti in conci squadrati di porfido e tratti di calotta pure in conci di porfido od in mattoni.

Tali ricostruzioni venivano eseguite in base al convincimento che l'insufficiente resistenza del rivestimento originario fosse dovuta alla sua poco accurata costruzione ed alla deficienza di spessore in alcune zone della sezione, specie in calotta.

Ma, in seguito, anche le nuove murature subirono dissesti analoghi ai precedenti, fatto questo che si verificò nel modo più appariscente in corrispondenza dell'imbocco verso Merano.

Nel 1924, infatti, si era ricostruito completamente il portale d'ingresso della galleria, mantendo il tipo di struttura preesistente, ed adottando tutti gli accorgimenti atti a garantire la buona riuscita del lavoro. Si erano approfondite le fondazioni fino a metri 13.50 sotto il piano del ferro in modo che esse poggiassero su roccia perfettamente solida ed in posto; si era arretrata di circa cinque metri la fronte del portale affinchè il nuovo rivestimento trovasse un più uniforme contrasto col terreno sia a valle che a monte; si erano costruite le murature con conci di granito squadrati e posti in opera a perfetta regola d'arte.

Con tutto ciò, nel breve volgere di sei anni, il nuovo portale si ridusse in condizioni di stabilità così precarie da imporne una seconda ricostruzione, eseguita nel 1931 in base a nuovi criteri che appresso esporremo.

I dissesti verificatisi nel rivestimento murario della galleria apparivano di maggiore entità nella zona presso l'imbocco, dove una grossa lesione orizzontale continua si era formata ad un quarto circa dell'altezza nel piedritto a valle, ed un'altra in corrispondenza del terzo della calotta a monte. Altre lesioni minori e sfaldamenti di profondità più o meno notevole si notavano all'intradosso del rivestimento, il cui insieme aveva subìto un moto di rovesciamento verso valle, in dipendenza del quale la chiave della calotta si era spostata lateralmente di circa un metro (v. fig. 2).

Verso l'interno della galleria, tale deformazione andava diminuendo, ma permanevano i dissesti alle murature consistenti in lesioni, frantumazioni e profondi sfaldamenti della calotta e dei piedritti, ed in rigonfiamenti del piedritto a monte anche dove lo spessore di esso era stato notevolmente aumentato. Maggiormente gravi si presentavano i dissesti nei tratti dove abbondavano le filtrazioni d'acqua.

Il fenomeno, quindi, era complesso e grave; per cui si decise di studiare accuratamente le caratteristiche del terreno mediante rilievi eseguiti in galleria ed all'esterno, e mediante lo scavo di cunicoli che consentissero un diretto esame della natura delle rocce.

Si potè così stabilire che la galleria attraversa un massiccio di rocce scistocristalline antichissime (micascisti passanti a filladi) con la scistosità inclinata verso valle di circa 30° e con intercalazione di rocce eruttive in potenti filoni di tipo pegmatico (grossi feldspati, quarzo e mica bianca).

Ma, mentre nella zona montana circostante le rocce si presentano compatte e non alterate, in corrispondenza della galleria esse appaiono disgregate e fessurate per forti pressioni subite, ed alterate dall'abbondante presenza d'acqua che qua e là ha degradato in argilla i micascisti.

E' da supporsi che tale stato di disgregazione delle rocce sia la conseguenza di un grande smottamento posteriore all'epoca glaciale, interessante la falda montana attraversata dalla galleria. Escludendosi, all'epoca presente, l'esistenza di una frana in atto, si può affermare che la falda aveva raggiunto un equilibrio stabile, il quale fu poi turbato dalla perforazione della galleria.

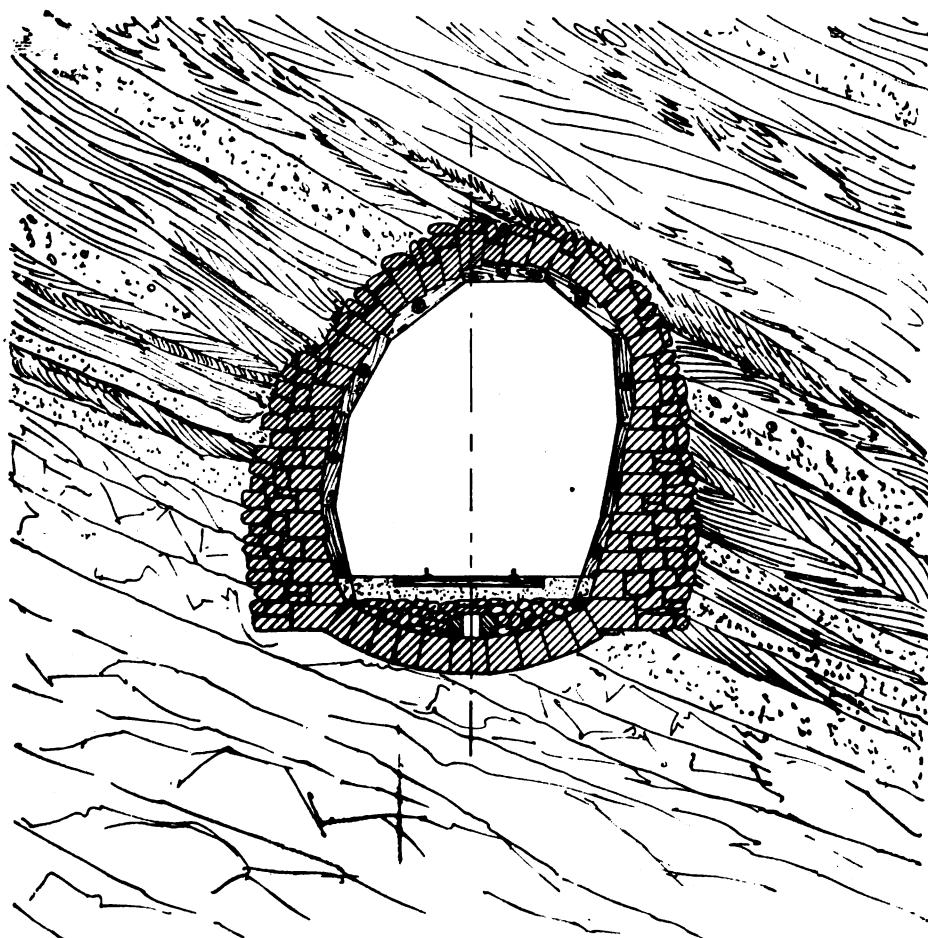



FIG. 2.

Tendendo a ristabilire tale equilibrio, l'ammasso delle rocce disgregate esercitava una pressione sul rivestimento murario parallelamente alla direzione della loro scistosità, e la entità di questa pressione era tanto maggiore quanto minore era la coesione delle rocce e quanto più esse venivano lubrificate dalle acque circolanti nella falda montana.

Questa ipotesi veniva confermata dal fatto che le basi dei piedritti e l'arco rovescio non subivano spostamenti, mentre i movimenti delle rocce avvenivano al disopra del piano di base dei piedritti, tendendo a deformare il contorno superiore della galleria.

Stabilite così le cause del fenomeno, e scartata per ragioni diverse la soluzione di una deviazione della linea, si concluse che sarebbe stata necessaria l'adozione di tre provvedimenti fondamentali:

1) raccolta delle acque a monte della galleria per diminuire la scorrevolezza relativa delle rocce sovrastanti;

2) ricostruzione del rivestimento con struttura assai più robusta di quella esistente nei tratti ove maggiori si presentavano i dissesti;

3) consolidamento delle rocce attorno alla galleria mediante iniezioni di cemento.

Una soluzione radicale del problema si rendeva necessaria per togliere all'esercizio la soggezione del rallentamento con pilotaggio prescritto da molti anni ai treni

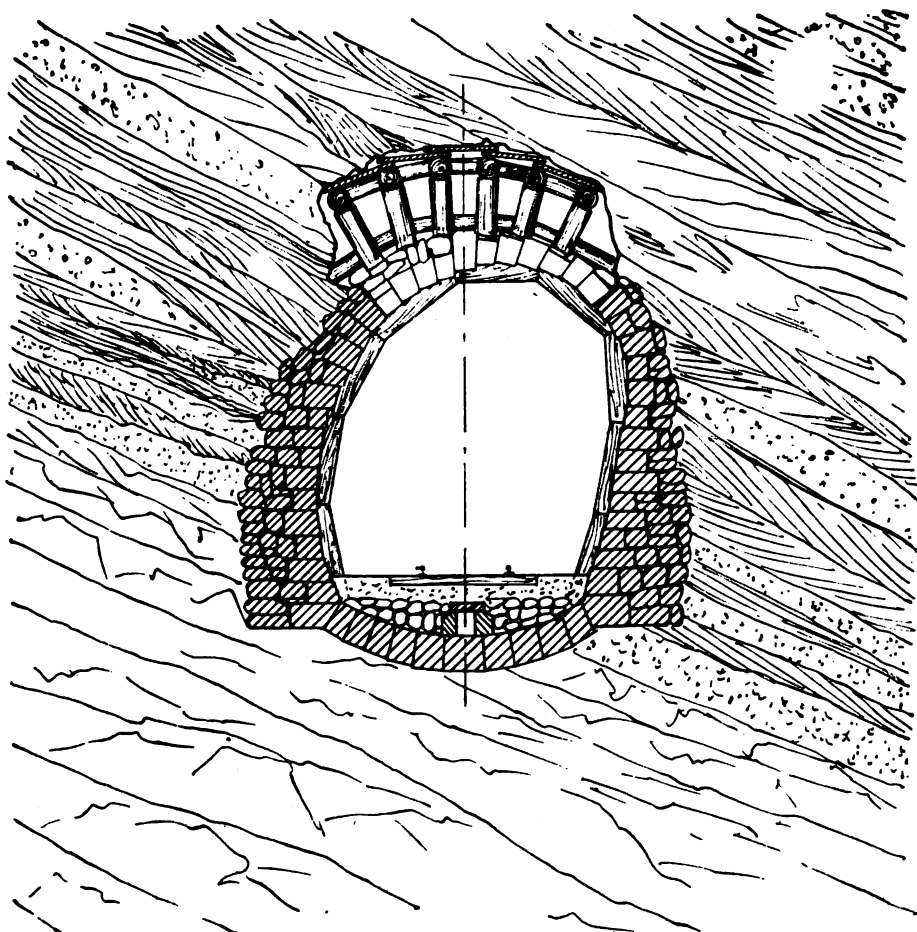



FIG. 3.

in corrispondenza della galleria, e soprattutto per garantire la sicurezza e la continuità dell'esercizio stesso minacciate ormai seriamente dal continuo aggravarsi del fenomeno.

Nel 1929 si iniziò la serie dei vari cunicoli di raccolta delle acque, riuscendo a captarne una quantità notevole.

Nel 1931 si affrontò la sistemazione del portale verso Merano alla quale si è già accennato precedentemente. Essa presentava particolari difficoltà per la topografia dell'imbocco, dato l'angolo molto acuto secondo cui l'asse della galleria incontra le curve di livèllo della falda ripida, sì che la montagna verso valle sfugge e verso monte grava fortemente sulle reni della galleria.

Venne allora sperimentato un tipo di rivestimento a sezione anulare con larga base speronata, in calcestruzzo armato con centine a traliccio in angolari di ferro, utilizzando le opere di fondazione e sottofondazione già eseguite nel 1924.

La costruzione del portale fu fatta a cielo libero dopo aver asportata parte della sovrastante conoide di terra e sostenuta la parte rimanente con un muro a secco.

La lunghezza assiale del nuovo portale risultò di m. 4.85, e sul rivestimento anulare, debitamente completato con un muro frontale e con un muro di risvolto verso valle, fu ripristinata la parte di conoide di terra già asportata.

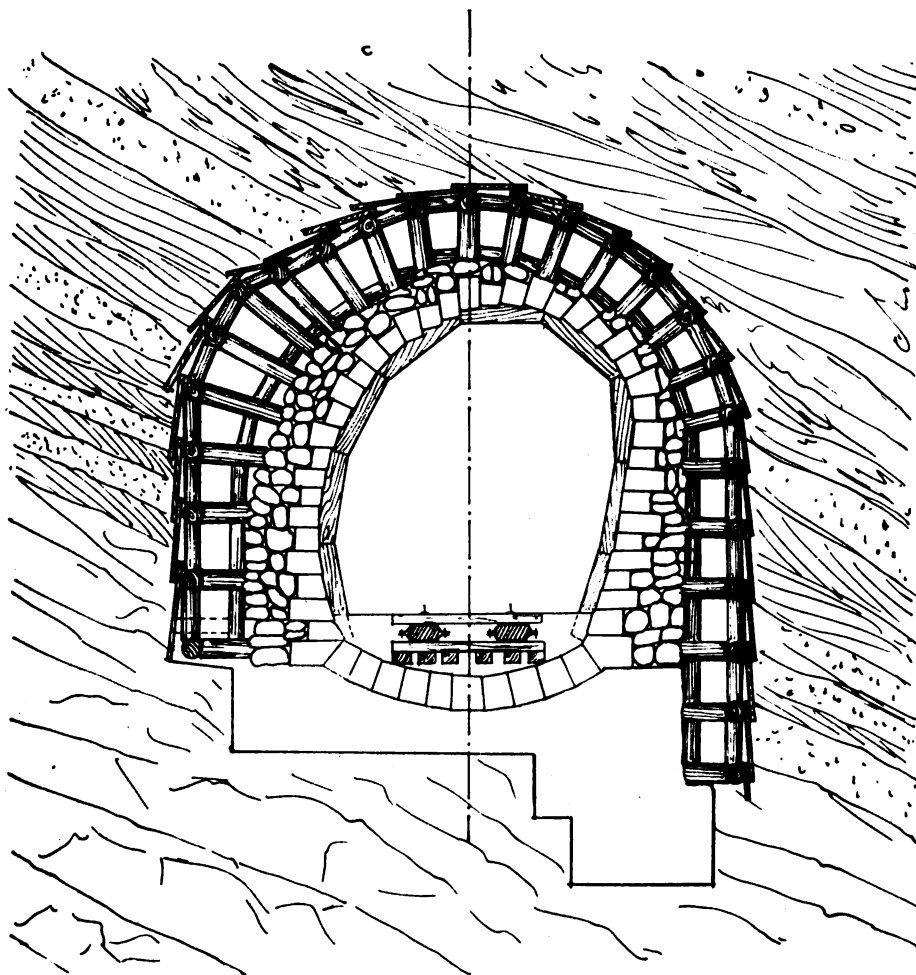



FIG. 4.

I risultati dell'opera furono quanto mai soddisfacenti, e poichè i dissesti all'interno della galleria aumentavano in modo preoccupante, si decise di estendere il provvedimento alle zone in peggiori condizioni di stabilità.

Nel marzo 1934 si iniziarono in appalto i lavori per la ricostruzione di 156 metri lineari di galleria, poi estesi in sede di esecuzione a 216 metri lineari. La struttura, simile a quella del portale, era prevista a tratti anulari di 6 metri di lunghezza su base a gradoni, con giunti immaschiati e riempiti con uno strato di 4 cm. di asfalto. A monte di essa era prevista la formazione di un drenaggio continuo sino a metà del quadrante superiore sinistro del rivestimento anulare.

Gli scavi furono eseguiti a sezione intera, dovendo essi procedere dall'alto in basso, mentre la costruzione del nuovo rivestimento doveva svilupparsi dal basso in

alto; e pertanto si costruirono gli anelli a metà per volta nel senso longitudinale, tenendo costantemente luci libere longitudinali di scavo di circa 4 metri.

Gli scavi, eseguiti mediante contemporanei attacchi in vari punti della galleria, venivano iniziati con la demolizione delle calotte in chiave, contrastando con puntoni di legno le due parti di volta così staccate. Quindi si approfondiva convenientemente lo scavo in sommità sino a far luogo ad una prima longherina in legno, i cui estremi

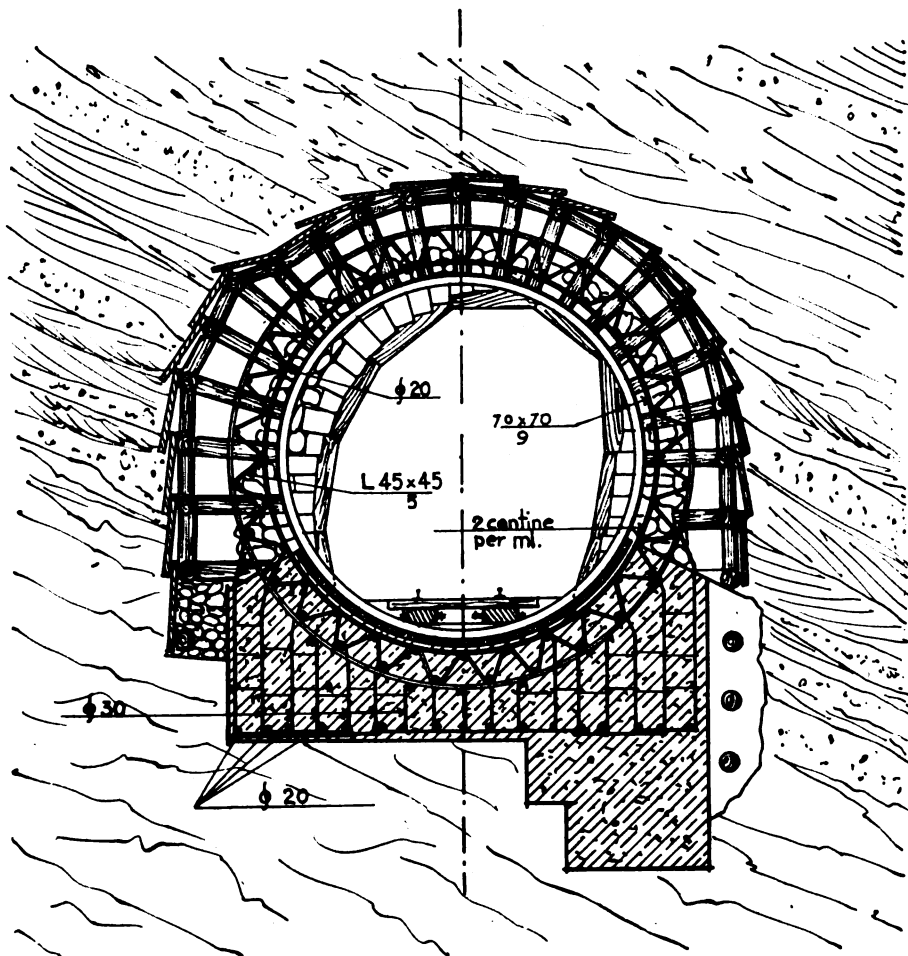



FIG. 5.

si appoggiavano sulle testate del rivestimento contigue al tratto in demolizione, le quali venivano rafforzate frattanto con opportuni spostamenti delle centine in legno già esistenti e con altri mezzi d'opera. Successivamente si allargavano gli scavi verso valle e verso monte armandoli con marciavanti e puntoni trasversali e con longherine parallele alla precedente (v. fig. 3), in modo da contornare con una robusta armatura in legno la sagoma d'estradosso del costruendo rivestimento.

Raggiunto il piano d'imposta della calotta, si toglievano d'opera le vecchie centine in legno in corrispondenza del tratto in demolizione, e si proseguivano gli scavi nei piedritti e nelle fondazioni, essendosi già tempestivamente provveduto a sostenere il binario con fasci di rotaie (v. fig. 4).

Completato così lo scavo a sezione intera, si eseguiva allora il getto di uno zoccolo di fondazione a valle in calcestruzzo non armato, a tale profondità da raggiun-

gere lo stesso piano inclinato di scistosità della roccia sul quale avrebbe posato l'estremità verso monte della base del nuovo rivestimento. Quindi si provvedeva alla posa in opera delle armature in ferro, costituite dai ferri tondi di ancoraggio e di ripartizione alla base, dalle centine a traliccio in angolari, e dai collegamenti longitudinali in ferro tondo delle centine stesse. Alla posa del ferro si alternava il getto del calcestruzzo, con dosatura di 350 Kg. di cemento Portland per metro cubo

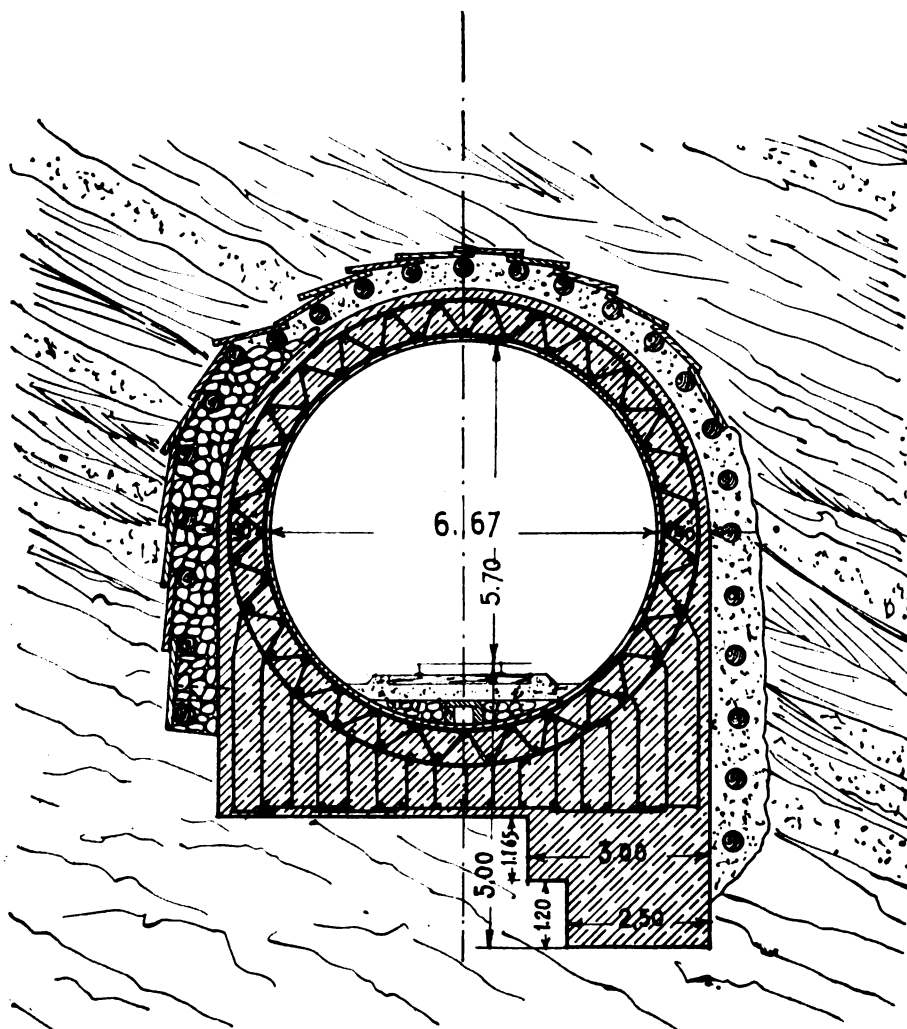



Fig. 6.

d'impasto, ricavando l'intradosso cilindrico con un'armatura provvisoria costituita da centine circolari in profilati di ferro e da un manto di murali longitudinali in legno (v. figg. 5 e 6). Fra l'estradosso e le pareti di scavo veniva fatto un accurato riempimento di pietrame a secco.

Tale il procedimento del lavoro, il quale si ripetè in modo analogo, salvo varianti non sostanziali, per tutto lo sviluppo dei rifacimenti. Esso era teoricamente semplice, ma nella pratica dovettero affrontarsi serie difficoltà per l'inevitabile alterazione dello stato di assestamento delle rocce circostanti, causata dalla stessa esecuzione dei lavori.

Le lesioni, le deformazioni nei vecchi rivestimenti andarono sempre più accentuandosi. Le centine in legno con cui era armata la galleria in corrispondenza della zona di lavoro subivano spostamenti subitanei di vari centimetri, o addirittura si spaccavano, minacciando spesso di compromettere la continuità dell'esercizio ferroviario. Si dovettero spostare, rilavorare, sostituire, infittire queste centine; eseguire risarcimenti di lunghi tratti delle vecchie murature specie alle reni della calotta: puntellare e rafforzare i vecchi piedritti in cui i singoli conci in porfido, sotto le pressioni fortissime, spesso si riducevano in pacchi sconnessi di lastre di pietra affiancate in posizione verticale.

Frattanto, si estendeva la rete dei cunicoli a monte della galleria per la raccolta delle acque. Attualmente, a lavoro ultimato, esistono circa 308 metri lineari di cunicoli della sezione di m. 2 × 2, armati con quadri verticali in legname e marciavanti, e pavimentati di pietra in malta per impedire il disperdimento nel terreno dell'acqua raccolta. Si è riusciti a captare una notevole quantità d'acqua (circa 6 litri al secondo), riducendo assai, se pure non eliminando totalmente, gli stillicidi in galleria.

Un'altra causa di infiltrazione d'acqua fu eliminata sostituendo con tubi di acciaio a perfetta tenuta un lungo tratto di un canale irriguo in calcestruzzo là dove esso sovrapassa la galleria.

Nonostante tutti gli accorgimenti, nell'autunno del 1935 si formarono delle lesioni longitudinali anche nei nuovi anelli di recente costruzione: esse si manifestavano specialmente poco più in alto della base del piedritto a valle e presso la chiave. In corrispondenza delle lesioni, diverse centine in ferro incorporate nel calcestruzzo si ruppero presso l'intradosso, specie alle giunzioni dei vari elementi di centina. Anche nel portale, che per più di quattro anni si era mantenuto intatto, si verificarono delle lesioni che man mano andavano allargandosi.

L'ubicazione delle lesioni indicava chiaramente la tendenza del nuovo rivestimento circolare a schiacciarsi nel senso della scistosità delle rocce. Era evidente che queste, assestandosi sulle nuove murature, originavano fortissime pressioni sulla parte a monte del nuovo rivestimento, mentre dalla parte a valle non si era stabilito un sufficiente contrasto fra il rivestimento e le rocce retrostanti, nonostante l'accurato riempimento con pietrame a secco dei vuoti rimasti.

Si provvide d'urgenza a stabilire tale stretto contrasto iniettando a pressione della malta piuttosto fluida, costituita con una parte di cemento Portland ed una parte e mezzo di sabbia. Si ottenne così la cementazione del riempimento a secco, e, per uno spessore non definibile, delle rocce ad esso adiacenti, in corrispondenza del piedritto a valle e di gran parte della metà superiore dell'anello.

Si scoprirono le membrature rotte dei tralicci in ferro, e si ricongiunsero con chiodature a caldo mediante ganasce a coprigiunto, riuscendo così a consolidare tutti i tratti di rivestimento già eseguiti.

Ad evitare il ripetersi delle lesioni nei tratti di rivestimento che restavano ancora da costruire, si pensò di rafforzarne la struttura con alcune modifiche atte a garantirne meglio la resistenza alle sollecitazioni causate dalla spinta delle rocce. Si aumentò così fino a 2 metri la grossezza minima del piedritto a valle; si aggiunsero armature supplementari in ferro tondo, destinate a lavorare a tensione, nei punti della sezione

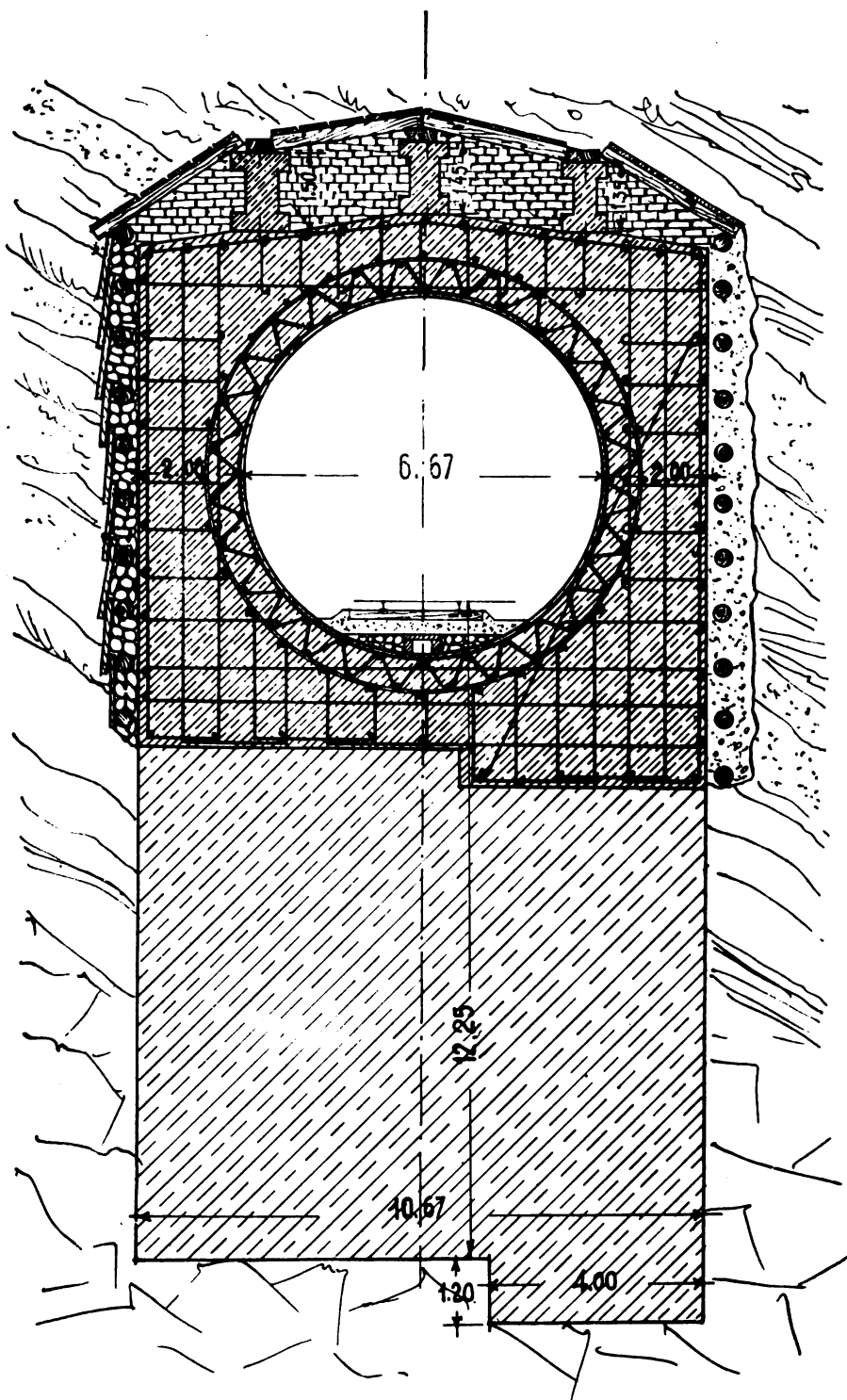



Fig. 7.

di calcestruzzo ove si era manifestata la tendenza alla formazione di lesioni; ed infine si colmarono i vuoti fra l'estradosso della nuova struttura e le pareti di scavo con riempimento in calcestruzzo anzichè in pietrame a secco.

Il lavoro fu così eseguito per uno sviluppo di complessivi 78 metri lineari, ripartiti nei 6 tratti che erano rimasti da ricostruire in dipendenza del programma dei

lavori seguito. Si realizzarono in tal modo delle zone di maggior resistenza, che si presume abbiano alleggerito le sollecitazioni sui tratti di rivestimento a struttura normale, contribuendo solidalmente con essi nella funzione resistente.

Un particolare rilievo merita la costruzione dell'anello N. 1 retrostante al portale.

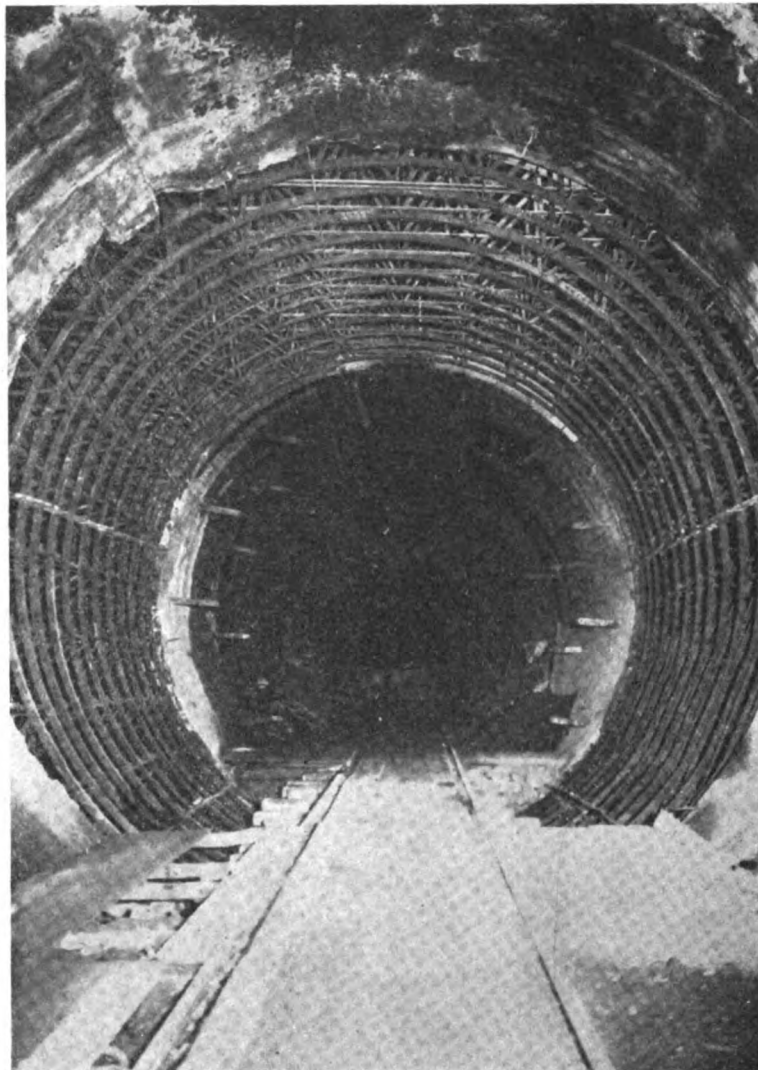



FIG. 8. — Armatura a tralicci circolari in ferro per l'anello N. 1.

Si partì dal concetto che questo anello dovesse servire ad alleggerire la spinta esercitata dalle rocce sul portale. Occorreva pertanto realizzare una struttura assai robusta e fondata su roccia sana, sulla quale si sarebbe cercato di riportare la spinta della falda conica sovrastante all'imbocco della galleria.

La sezione di tale anello fu pertanto progettata in modo speciale (v. fig. 7): la grossezza minima di entrambi i piedritti misura 2 metri in corrispondenza del piano diametrale orizzontale; l'armatura, costituita dalle solite centine a traliccio, è ulteriormente rafforzata da intelaiature in barre di ferro tondo; e la base di fondazione si raccorda per successivi gradoni a quella esistente sotto il portale ed all'altra (già

approfondita rispetto ai normali piani di fondazione adottati nell'interno della galleria) del successivo anello N. 2 già ricostruito.

In considerazione delle precarie condizioni di stabilità del tratto di vecchio rivestimento retrostante al portale che bisognava demolire, e della notevole profondità cui occorreva spingere gli scavi, si pensò che sarebbe stato assai pericoloso eseguire la

FIG. 9. — Vista dell'interno di un tratto di galleria verso il portale a lavori ultimati. È visibile a destra l'accesso ad una delle reti di cunicoli per la raccolta delle acque.

ricostruzione dell'anello in questione a tratti di 3 metri, come si era fatto per gli altri anelli.

Si decise quindi di eseguire un unico scavo generale per tutto il volume occupato dal nuovo anello e dalle relative fondazioni, avente quindi le dimensioni di circa m. 6 in lunghezza, m. 11 in larghezza e m. 21 in altezza. Occorreva però sostenere il cielo di scavo con mezzi più idonei che non le armature in legno adottate per lo innanzi, in considerazione sia della maggior luce libera di scavo, sia della spinta delle rocce quivi palesemente superiore a quella verificantesi nelle parti più interne della galleria.

Fermo restando il principio di appoggiare l'armatura di sostegno sulle testate dei rivestimenti adiacenti agli scavi da eseguirsi, e cioè del portale e dell'anello N. 2, si pensò di realizzare le membrature principali portanti dell'armatura stessa mediante la costruzione di travi longitudinali in calcestruzzo armato.

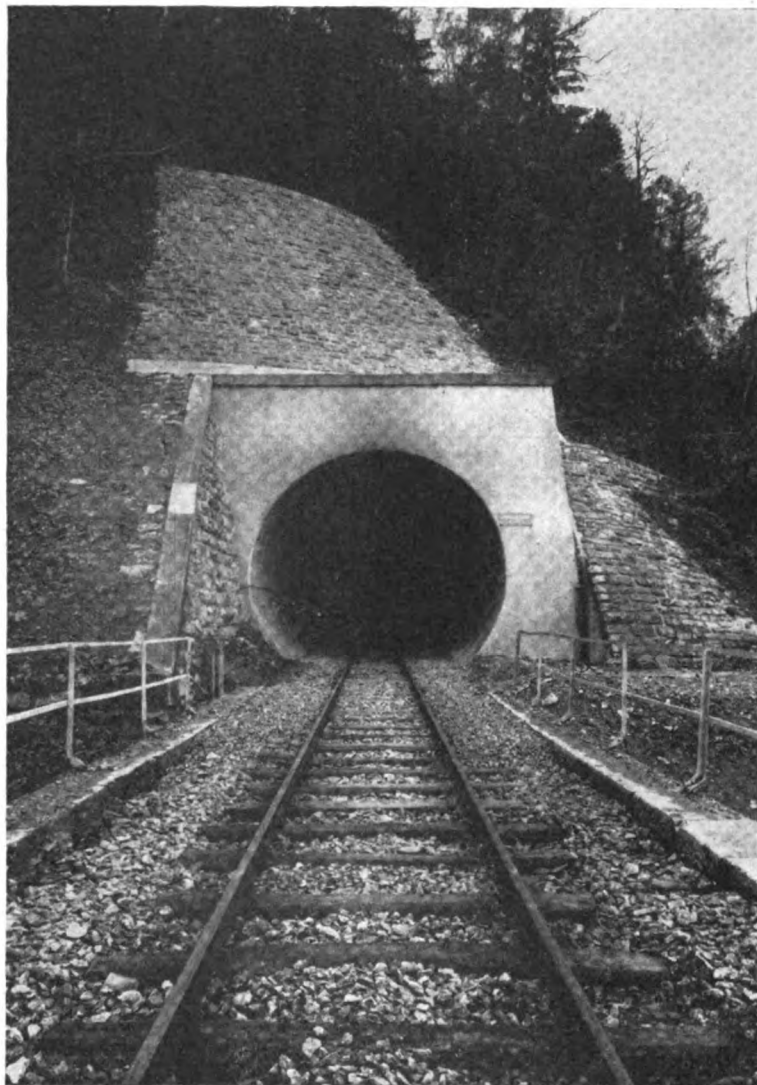



Fig. 10. — Vista del portale con la sistemazione del muro di rivestimento della sovrastante scarpata

Costruite, in asse alle verticali della chiave e delle reni della calotta, tre coppie di basi d'appoggio sulle testate del portale e dell'anello N. 2, si scavarono in corrispondenza, ed in guisa da restare completamente al disopra del costruendo anello, tre cunicoli entro i quali furono gettate tre travi a doppio T in calcestruzzo armato.

L'armatura in ferro di tali travi fu fatta simmetrica rispetto alla linea mediana orizzontale, con l'intendimento di riservarsi la possibilità di ridurre la portata delle travi stesse mediante la creazione di appoggi intermedi, qualora se ne fosse manifestato il bisogno durante il procedere dei lavori.

Eseguite le tre travi, se ne procedette al disarmo dopo un conveniente periodo di stagionatura, e quindi si asportarono i prismi di roccia rimasti fra di esse, in modo da creare un cielo di scavo sostenuto da armature in legno di piccola luce poggianti sulle ali superiori delle travi stesse.

Tale armatura si dimostrò solidissima, e consentì di procedere senza preoccupazioni alla esecuzione della grande camera di scavo, del volume di circa 1400 metri cubi, curando soltanto l'armatura delle pareti verticali laterali man mano che gli scavi venivano approfonditi.

Gettato il grosso blocco di fondazione, si costruì l'intero primo anello spianandone la superficie superiore d'estradosso sin contro le superfici inferiori delle tre travi in calcestruzzo armato, in modo da riportare sull'anello stesso il carico incombente sulle travi e scaricandone di conseguenza gli appoggi estremi.

Cessata quindi la funzione portante delle tre travi, rimase ad esse quella di ripartire il carico delle rocce sul primo anello di rivestimento, e di assorbire, mediante la notevole quantità di ferro in esse incorporato, eventuali azioni tangenziali dirette parallelamente all'asse della galleria.

Sistemati così i primi 216 metri lineari di galleria oltre il portale, si eseguirono risarcimenti alle murature per i successivi 100 metri lineari circa del rivestimento a sezione ovoidale preesistente, là dove si verificavano lesioni e sfaldamenti di lieve entità, tali da non richiedere un rifacimento completo del rivestimento.

Quindi, nello stesso tratto, si eseguirono delle cementazioni mediante iniezioni di malta a pressione a tergo delle murature, realizzandone un efficace consolidamento.

Come completamento del lavoro, si provvide alla ricostruzione del muro di rivestimento della scarpata a superficie conica sovrastante al portale, adottando spessori decrescenti verso l'alto da m. 1.20 a m. 0.60, ed eseguendo il lavoro con pietrame in malta.

Il complesso dei lavori ebbe una durata di 1187 giorni. La spesa sostenuta superò alquanto i 5 milioni di lire. Furono impiegate circa 500 tonnellate di ferro e 5600 tonnellate di leganti idraulici.

Dalla data di ultimazione, avvenuta il 27 giugno 1937, il comportamento dell'opera eseguita dà buon affidamento che si sia definitivamente risolto un problema, che da circa trent'anni aveva imposto soggezioni all'esercizio, e notevoli, continue spese per quelle soluzioni parziali la cui efficacia si era sempre dimostrata poco durevole.

Errata-corrige.

Nell'articolo « Stabilità e criteri costruttivi delle automotrici veloci a scartamento ridotto » dell'Ing. E. STAGNI, alla fig. 1 a pag. 92, al posto della lettera *l* deve leggersi *d*.

Apparecchio registratore e misuratore di tempi
per il Laboratorio di psicotecnica delle Ferrovie Italiane dello Stato

Ing. M. FANELLI, per incarico del Servizio Materiale e Trazione delle F. S.

Premesse.

Le misure di tempi sono molto frequenti nei laboratori di psicotecnica, sia che esse costituiscano l'oggetto delle prove, sia per necessità di controlli e di taratura di svariati dispositivi.

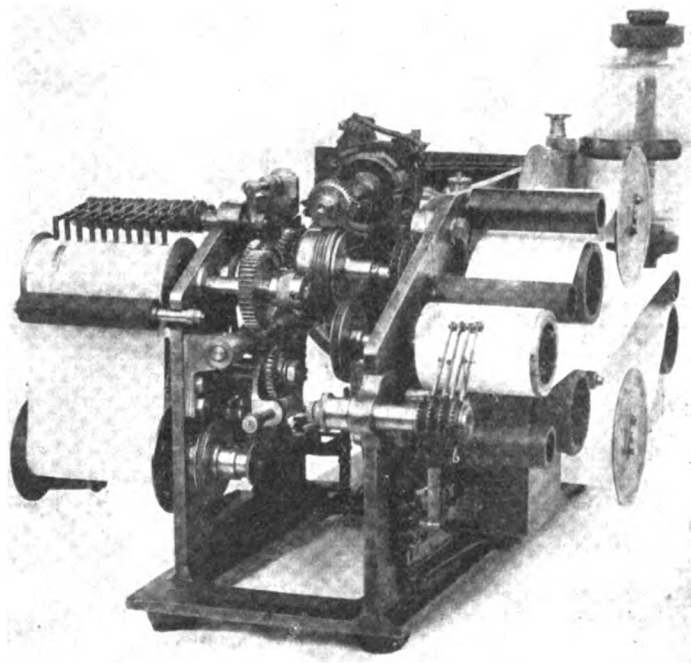



FIG. 1. — Vista di insieme della macchina.

In molti casi è inoltre desiderabile poter conservare una documentazione delle misure eseguite.

Era pertanto molto sentita la necessità di poter disporre di un apparecchio registratore e misuratore di tempi, che risolvesse il problema in modo pratico e il più possibile preciso.

L'apparecchio realizzato, benchè da poco in esercizio, ha dimostrato di rispondere appieno ai desiderata.

Esso è stato predisposto per la esecuzione delle seguenti prove:

1° Misura dei tempi di reazione semplici e di scelta;
2° Prove di attenzione distribuita;
3° Prove di tracciatura;
4° Prove di fermezza della mano;
5° Prove di rapidità di successione dei movimenti;
6° Prove di precisione di movimenti rapidi.

L'apparecchio può essere utilizzato, senza bisogno di particolari adattamenti, per eseguire svariate altre prove, quali ad esempio:

a) Prove di coordinazione sensorio-motrice;
b) Prove di indipendenza del movimento delle due mani, dette anche prove del tornitore;
c) Prove di attenzione concentrata con reazione manuale;
d) Prove del Poppelreuter (1);
e) Prove di fermezza delle mani con capsule manometriche.

L'apparecchio può anche essere attrezzato per la registrazione del ritmo circolatorio e di quello respiratorio.

* * *

Prima di passare alla descrizione particolareggiata dell'apparecchio, si dà una descrizione sommaria delle prove per le quali l'apparecchio è completamente attrezzato e si mette in evidenza il grado di approssimazione delle misure del tempo in relazione alle variazioni di frequenza delle comuni reti di distribuzione di energia elettrica.

Misura dei tempi di reazione semplice e di scelta Prove di attenzione distribuita.

Il problema, com'è noto, è quello di misurare l'intervallo di tempo fra l'inizio della emissione di uno stimolo e l'inizio della corrispondente convenuta reazione dell'esaminando.

Gli intervalli così misurati sono detti tempi di reazione *semplici,* quando stimolo e reazione sono sempre gli stessi per tutta la durata della prova; *di scelta,* quando durante la stessa prova stimoli diversi si succedono in ordine vario e variamente distanziati e l'esaminando deve reagire ad uno solo di essi e non reagire agli altri.

La misura dei tempi di reazione è anche uno degli elementi fondamentali delle prove di attenzione distribuita, nelle quali pure stimoli diversi si susseguono in ordine vario e variamente distanziati e l'esaminando deve reagire in modo convenuto con reazioni diverse a stimoli diversi e non reagire a determinati stimoli.

Oltre i tempi di reazione si tiene conto degli errori commessi, e cioè: reazioni diverse da quelle convenute, doppie, anticipate, omesse. Contemporaneamente alla emis-

(1) R. A. BIEGEL-M. J. VRIES: *Die Prüfung des Ueberlegten Reagierens.* « Psychotechnische Zeitschrift », 1932, n. 4, pagg. 117-120.
STESSI AUTORI: *Une installation pour la sélection des chauffeurs aux Pays-Bas.* « Le Travail humain », 1935, n. 2, pagg. 148 a 151.

sione degli stimoli si fa intervenire un elemento di distrazione, realizzato quasi sempre con una proiezione cinematografica.

L'elemento variabile nelle prove di reazione semplice è il distanziamento nella successione di uno stesso stimolo; nelle prove di reazione di scelta e di attenzione distribuita varia anche l'ordine di successione dei diversi stimoli.

L'apparecchio realizzato permette di dare stimoli visivi a luce rossa ai quali l'esaminando deve reagire premendo un pulsante con l'indice della mano destra; stimoli visivi a luce bianca ai quali l'esaminando non deve reagire; stimoli acustici, suono di un martello elettromagnetico, ai quali l'esaminando deve reagire premendo un altro pulsante con l'indice della mano sinistra; stimoli acustici, suono di un ronzante, ai quali l'esaminando non deve reagire.

È anche possibile l'emissione, in momenti prestabiliti a piacere, di stimoli emotivi costituiti dal suono di una sirena.

La costanza della successione degli stimoli e del loro distanziamento viene assicurata provvedendo all'azionamento degli stimoli stessi a mezzo stimolatore meccanico.

La costanza dell'intensità e della durata degli stimoli stessi sono assicurate dalle caratteristiche del circuito elettrico per l'azionamento degli stimoli.

Successione e distanziamento dei diversi stimoli possono essere variati a piacere cambiando la zona dello stimolatore.

La misura dei tempi è ottenuta mediante una doppia registrazione grafica.

Una penna scrivente, alimentata da una sorgente di f.e.m. alternata a frequenza nota, traccia su una zona di registrazione il diagramma base del tempo, costituito da una linea tratteggiata, tale che la distanza fra le mezzerie di due trattini successivi rappresenta un periodo intero, ad esempio 1/50 di secondo nel caso di f.e.m. a 50 periodi.

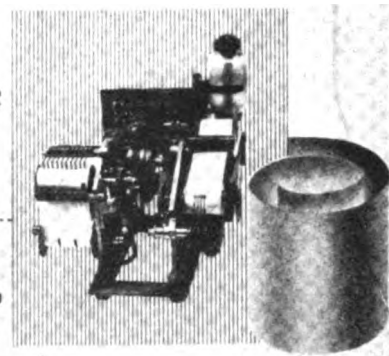
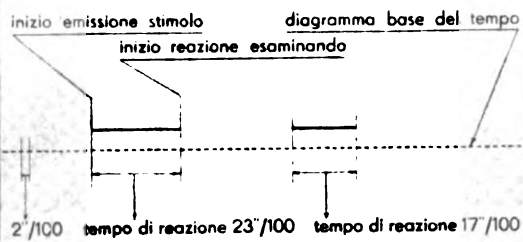
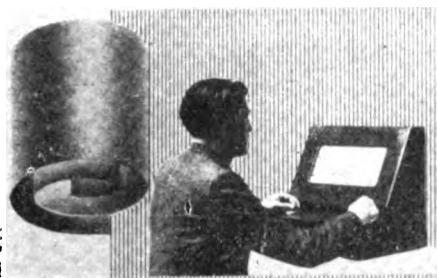
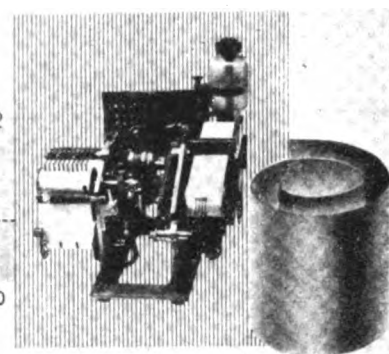
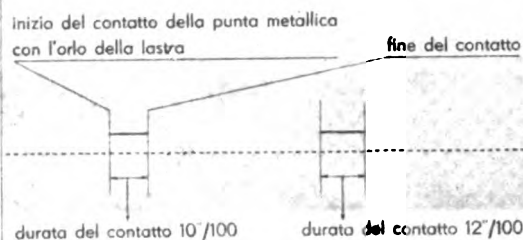
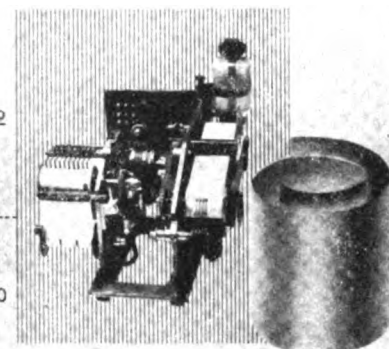
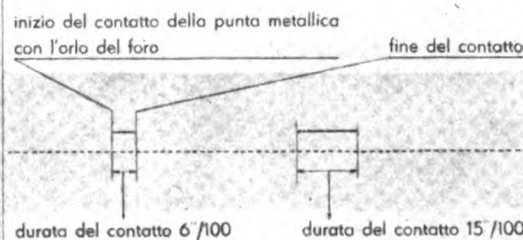
Una seconda penna scrivente, alimentata da una sorgente di f.e.m. continua, è inserita in un circuito predisposto in modo che esso si chiuda nel momento di inizio dell'emissione dello stimolo e si riapra nel momento nel quale l'esaminando inizia la reazione. La penna traccia in tal caso sulla zona di registrazione, affiancato al diagramma base del tempo, un tratto continuo per tutto il periodo che il circuito resta chiuso.

Il rapporto della lunghezza del tratto segnato da questa seconda penna alla lunghezza della distanza fra le mezzerie di due trattini successivi del diagramma base del tempo misura la durata della chiusura del circuito e cioè del tempo impiegato dall'esaminando fra l'inizio dello stimolo e l'inizio della reazione.

La figura 3 riepiloga le registrazioni che si ottengono nei seguenti casi caratteristici di emissione di stimoli con risposta (luce rossa o suono del martello elettromagnetico), ai quali l'esaminando:

- dà risposta esatta;
- dà risposta errata;
- dà risposta doppia;
- dà risposta prematura;
- non dà risposta.

Le registrazioni nei casi di emissione di stimoli ottici a luce bianca ed acustici a mezzo di un ronzante, ai quali l'esaminando non reagisce, comportamento giusto, o reagisce, comportamento errato, non presentano particolarità degne di rilievo.

TEMPI DI REAZIONE

TRACCIATURA

FERMEZZA MANO

RAPIDITÀ DI SUCCESSIONE DEI MOVIMENTI

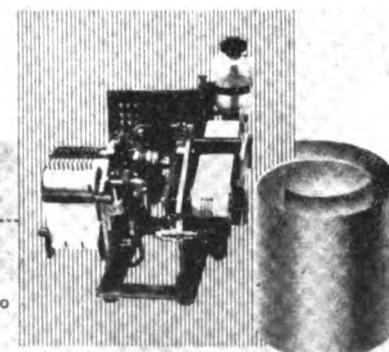
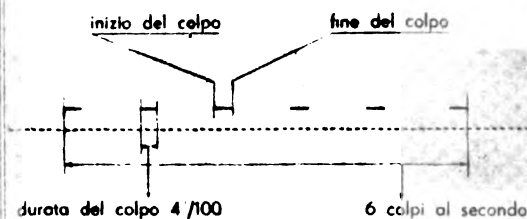



FIG 2. — Prove per le quali la macchina è stata attrezzata.

Prova di tracciatura.

L'esaminando tiene in mano un bastoncino isolante, che termina con una punta metallica collegata ad uno dei poli di una sorgente di f.e.m. continua, e la prova consiste nel seguire con la punta un tracciato geometrico, costituito da una fenditura larga 3 mm. e ripiena di materiale isolante, praticata in una lastra metallica collegata all'altro polo della sorgente di f.e.m.

Tutte le volte che la punta tocca i bordi metallici della fenditura, si chiude il circuito e una penna scrivente in essa inserita traccia su una zona di registrazione un tratto più o meno lungo in relazione alla durata del contatto.

Una seconda penna, inserita in un circuito di f.e.m. alternata, traccia contemporaneamente per tutta la durata della prova il diagramma base del tempo.

All'inizio del tracciato, che l'esaminando deve seguire con la punta, trovasi un pulsante, che l'esaminando deve premere con la punta stessa e che una volta abbassato mette in moto il meccanismo di registrazione.

A fine tracciato trovasi altro pulsante, che premuto anche esso con la punta, fa cessare la registrazione e fa risalire il pulsante all'inizio del tracciato per modo che l'apparecchio è pronto per la prova successiva.

Per ogni prova è possibile rilevare:

a) la rapidità di esecuzione;
b) il numero dei contatti;
c) la durata dei contatti.

Prova di fermezza della mano.

L'esaminando tiene in mano un bastoncino isolante, che termina con una punta metallica di forma cilindrica collegata ad uno dei poli di una sorgente di f.e.m. continua. La prova consiste nell'introdurre e nel mantenere per un certo tempo la punta metallica in una serie di fori di diverso diametro senza toccare la lastra stessa, che è collegata all'altro polo della sorgente di f.e.m.

Anche in questo caso ogni contatto della punta col foro chiude il circuito ed una penna scrivente in esso inserita traccia su una zona di registrazione un tratto più o meno lungo in relazione alla durata del contatto.

Altra penna scrivente traccia sulla stessa zona di registrazione il diagramma base del tempo per tutto il tempo che dura la prova.

È possibile rilevare per ognuno dei fori:

a) il numero dei contatti in un dato tempo;
b) la durata dei contatti.

Prova della rapidità di successione dei movimenti.

L'esaminando, a mezzo di un bastoncino isolante, che termina con una punta metallica collegata ad uno dei poli di una sorgente di f.e.m. continua, batte ripetutamente e con la maggior rapidità di cui è capace, una piastra metallica collegata all'altro polo della sorgente di f.e.m.

Ad ogni colpo il circuito elettrico si chiude e una penna scrivente in esso inserita traccia su una zona di registrazione un tratto la cui lunghezza indica la durata del contatto.

Un'altra penna collegata ad una sorgente di f.e.m. alternata traccia il diagramma base del tempo.

È possibile pertanto rilevare:

a) il numero di colpi in un dato tempo;

b) la durata dei colpi;

c) il ritmo dei colpi.

Apposito interruttore a tempo regolabile, denominato parzializzatore, permette di limitare la durata della registrazione della prova a determinati periodi di tempo. L'apparecchio realizzato ha 5 possibilità, che vengono indicate ciascuna con una frazione, della quale il numeratore indica il periodo di tempo durante il quale la prova viene registrata, e il denominatore il periodo durante il quale la prova non viene registrata. Durante questi ultimi periodi una lampadina accesa segnala che il meccanismo di registrazione è escluso.

Ad esempio, quando il commutatore del parzializzatore è nella posizione controdistinta con la frazione 8/14, la registrazione della prova viene fatta per 8'' poi sospesa per 14'' poi ripresa per altri 8'' e così di seguito.

Il parzializzatore può essere utilizzato anche in altre prove, quali ad esempio quelle già descritte di fermezza della mano.

Prova di precisione dei movimenti rapidi.

(Ved. fig. 4)

È stata anche realizzata, per suggerimento del Prof. Dr. Filippini, una variante delle prove di rapidità di successione dei movimenti intesa a saggiare la precisione dei movimenti stessi.

L'esaminando deve con un bastone isolante, che termina con una punta metallica collegata ad uno dei poli di una sorgente di f.e.m. continua, battere alternativamente due piastre metalliche, collocate una alla sua destra, l'altra alla sua sinistra, e costituite ciascuna di due parti isolate elettricamente fra loro.

Le parti centrali, a forma circolare, sono collegate all'altro polo della sorgente di f.e.m. ciascuna attraverso una distinta penna scrivente; le due parti esterne, a forma di corona circolare, sono collegate all'altro polo della sorgente di f.e.m. attraverso ad una unica penna scrivente.

Una quarta penna scrivente, collegata ad una sorgente di f.e.m. alternata, traccia il diagramma base del tempo.

È possibile pertanto di rilevare:

a) il numero di colpi in un dato tempo su ciascuna placca;

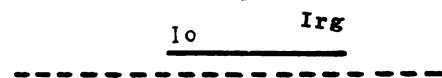
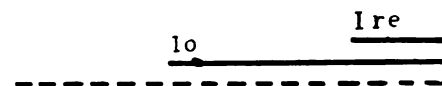
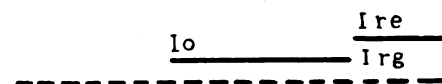
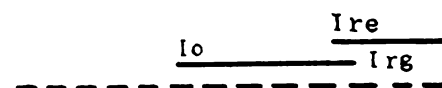
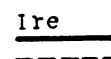
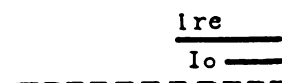
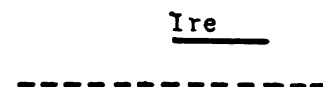
b) la durata dei colpi;

c) il ritmo dei colpi;

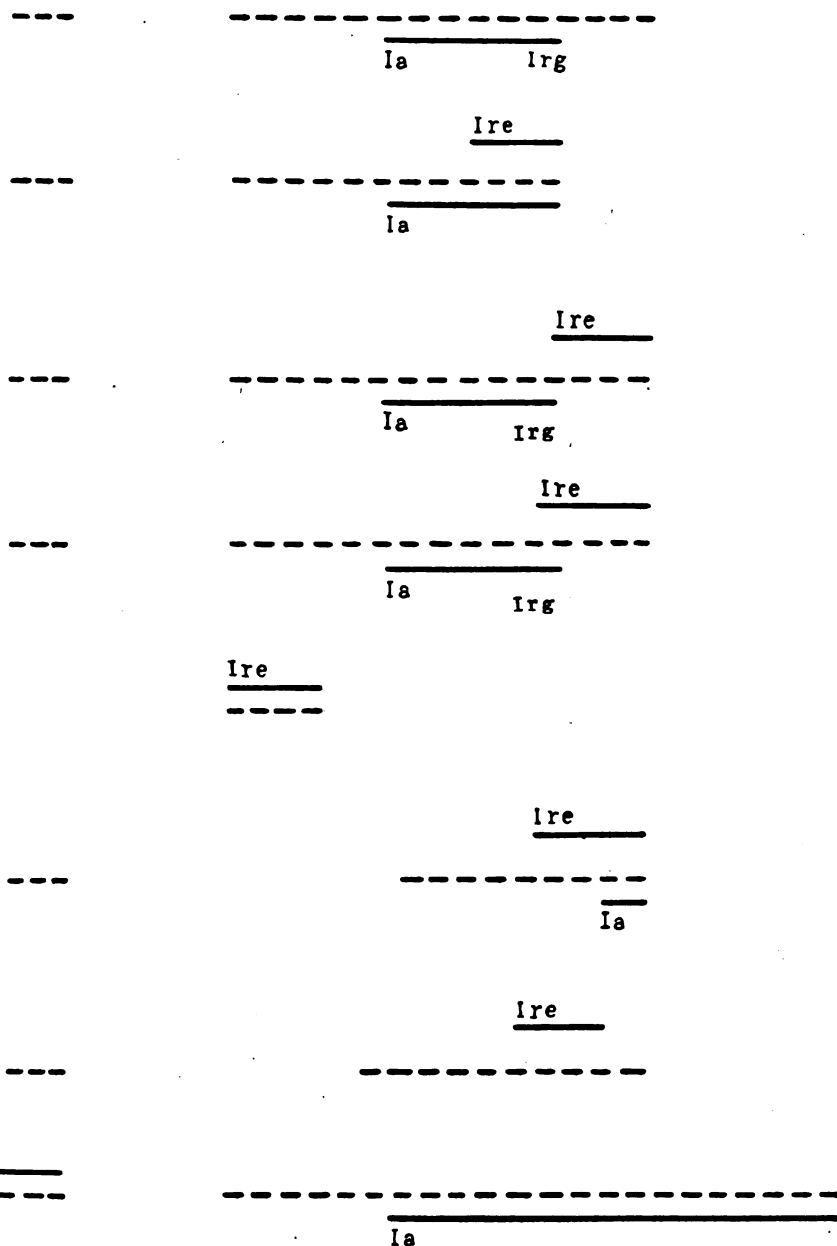
d) il numero e la durata dei colpi imprecisi (e cioè battuti fuori delle zone centrali sulle corone circolari periferiche) in un dato tempo e raffrontarlo ai dati di cui innanzi.

REGISTRAZIONI

Emissione di segnali a luce rossa, ai quali l'esaminando deve reagire premendo un pulsante con l'indice della mano destra

REAZIONE GIUSTA — Io, Irg

REAZIONE ERRATA — Io, Ire

REAZIONE DOPPIA con azionamento contemporaneo dei due pulsanti — Io, Ire, Irg

REAZIONE DOPPIA con azionamento successivo dei due pulsanti: risposta errata seguita da risposta giusta — Io, Ire, Irg

REAZIONE PREMATURA a frizione disinserita — Ire

REAZIONI PREMATURA nell'intervallo fra l'azionamento della frizione e l'emissione dello stimolo (con azionamento del pulsante errato) — Ire, Io

REAZIONE PREMATURA nell'intervallo fra l'azionamento della frizione e l'emissione dello stimolo (con azionamento del pulsante giusto) — Ire

REAZIONE MANCATA — Io

Io = inizio stimolo ottico; Ia = inizio stimolo acustico; Irg = inizio reazione giusta d

FIG. 3. — Registrazioni tipo nei casi di r

La difficoltà della prova può essere variata diminuendo il diametro della parte centrale circolare delle due piastre o aumentando la distanza fra i centri delle stesse.

A tale scopo le piastre sono provviste di un piede, che va semplicemente infilato entro fori predisposti alle volute distanze sul tavolo destinato a portare l'apparecchio.

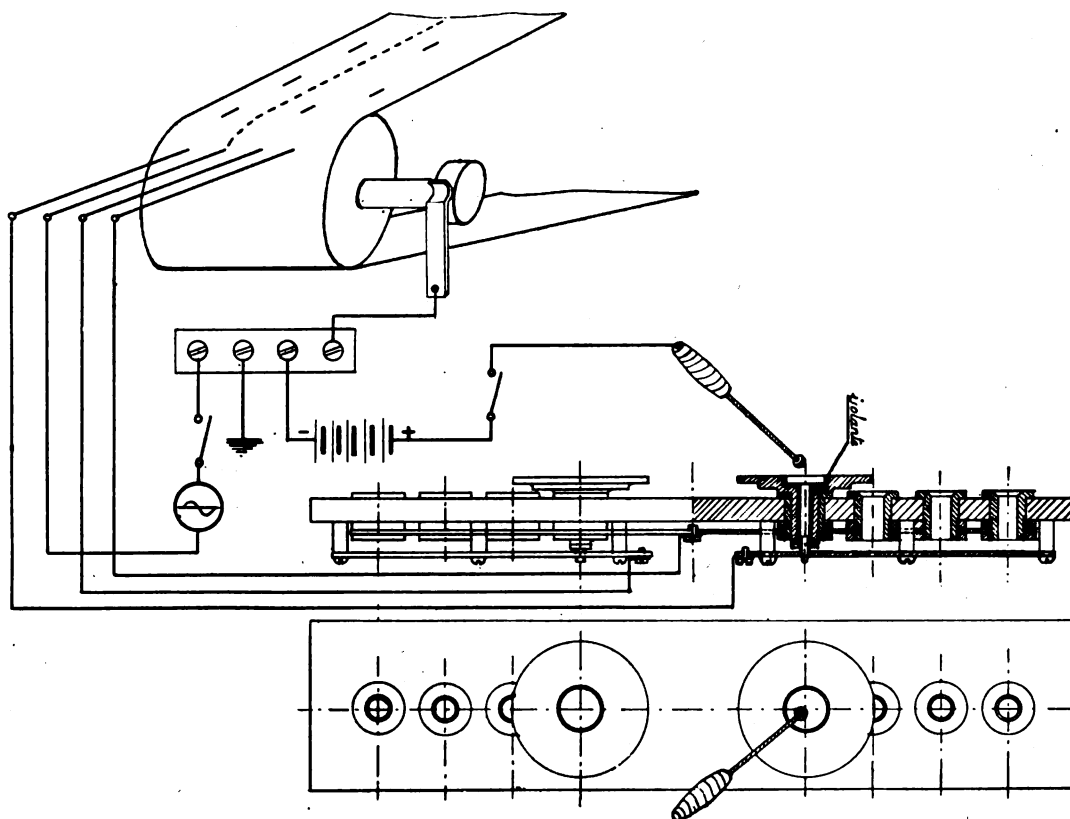



Fig. 4 — Prove di precisione di movimenti rapidi

La realizzazione costruttiva delle piastre e dei collegamenti elettrici è tale che il cambio delle piastre e lo spostamento di esse da uno ad altro foro non richiedono alcun'altra operazione sussidiaria.

Grado di approssimazione delle misure di tempo in relazione alle variazioni della frequenza della rete di distribuzione.

L'adozione della frequenza di una sorgente di f.e.m. alternata come unità di misura del tempo è fondata sul presupposto che la frequenza stessa resti costante nel tempo o, quanto meno, che le sue oscillazioni siano contenute entro limiti che risultino trascurabili in relazione al grado di approssimazione delle misure che si vogliono fare.

È apparso pertanto opportuno fare delle indagini in proposito, dalle quali è risultato che sulla rete di distribuzione di Roma la frequenza oscilla — vedi prospetto riportato a pag. 147 — tra i valori limiti di 44,0 e 44,6 periodi al secondo.

L'escursione massima, rispetto al valore medio di 44,5 periodi, è pertanto di 0,5 periodi, pari all'1,124 % in più o in meno, valore accettabile per misure a carattere industriale.

Valori della frequenza nella rete di distribuzione di energia elettrica in Roma dalle ore 8 *alle ore* 20 *nei giorni dal* 20-2 *al* 3-3 XVI.

Ore	GIORNI												Valori più frequenti
	20/2	21/2	22/2	23/2	24/2	25/2	26/2	27/2	28/2	1/3	2/3	3/3	
8	44,3	44,3	44,4	44,4	44,3	44,4	44,5	44,4	44.4	44,3	44,5	44,3	44,4
9	44,4	44,4	44,6	44,4	44,5	44,4	44,5	44,3	44,3	44,5	44,5	44,0	44,5
10	44,0	44,5	44,6	44,5	44,5	44,4	44,4	44,3	44,4	44,5	44,4	44,3	44,5
11	44,3	44,5	44,6	44,6	44,5	44,3	44,3	44,3	44,4	44,5	44,5	44,4	44,5
12	44,4	44,5	44,6	44,6	44,5	44,3	44,5	44,5	44,4	44,5	44,4	44,4	44,5
13	44,3	44,5	44,6	44,6	44,5	44,3	44,5	44,4	44,4	44,6	44,5	44,4	44,5
14	44,3	44,6	44,6	44,5	44,6	44,4	44,5	44,4	44,4	44,6	44,5	44,4	44,6
15	44,3	44,6	44,6	44,5	44,5	44,1	44,4	44,4	44,4	44,6	44,5	44,4	44,4
16	44,3	44,6	44,6	44,6	44,5	44,1	44,4	44,3	44,5	44,6	44,4	44,5	44,6
17	44,4	44,6	44,6	44,6	44,5	44,3	44,5	44,3	44,5	44,5	44,5	44,5	44,5
18	44,1	44,6	44,5	44,4	44,5	44,5	44,4	44,3	44,5	44,3	44,6	44,6	44,5
19	44,4	44,6	44,6	44,4	44,5	44,6	44,4	44,4	44,5	44,6	44,5	44,6	44,6
20	44,3	44,6	44,4	44,5	44,5	44,6	44,5	44,3	44,5	44,6	44,6	44,6	44,6

I periodi di tempo infatti, che interessa misurare, si aggirano medialmente dai $\frac{20}{100}$ ai $\frac{25}{100}$ di secondo e per essi l'errore in più o in meno risulta rispettivamente di 0,225 e di 0,28 centesimi di secondo, dell'ordine cioè di un quarto di centesimo di secondo.

Occorre però tenere presente che in pratica l'errore può essere maggiore per le inevitabili approssimazioni nella lettura dei diagrammi, per possibili deformazioni della zona di registrazione, ecc.

D'altra parte la precisione di una misura è sempre un pregio anche se l'interpretazione del dato risultante dalla misura stessa può essere piuttosto elastica.

Occorre, infine, tener presente che in un laboratorio di psicotecnica le misure dei tempi, o come risultati di prove o per la *taratura* di dispositivi, sono molto frequenti.

Per tutte le considerazioni esposte è in progetto di dotare il laboratorio di una sorgente indipendente di f.e.m. a frequenza costante.

Descrizione dell'apparecchio per la misura e la registrazione automatica dei tempi di reazione, corredato di stimolatore anche esso automatico.

L'apparecchio è costituito di:

I. - un meccanismo motore;

II. - un meccanismo registratore;

III. - un meccanismo stimolatore;

IV. - un insieme di circuiti elettrici, che permettono di dare determinati stimoli, ai quali l'esaminando deve reagire in modo convenuto.

I primi tre meccanismi sono montati tutti su un'unica incastellatura, sulla quale è montato pure un quarto meccanismo denominato parzializzatore, che è in sostanza un interruttore automatico rotativo a tempo regolabile, e che non serve per la misura dei tempi di reazione, ma per le altre prove di cui si è detto.

I. - Meccanismo motore.

È costituito provvisoriamente da un motore asincrono trifase, della potenza di circa 300 watt e funzionante con una tensione di volt 220.

L'albero del motorino porta ad una estremità una vite senza fine ,la quale aziona due ruote elicoidali, che danno il movimento rispettivamente al meccanismo stimolatore attraverso un innesto a mano, che permette a piacimento di includerlo o meno; e al meccanismo registratore attraverso una frizione a comando elettromagnetico.

II. - Meccanismo registratore.

Si compone a sua volta dei seguenti dispositivi:

a) dispositivo per la imbibizione della zona di registrazione e cioè del nastro di carta sulla quale vengono registrati i fatti in esame;

b) dispositivo per il movimento della zona di registrazione (svolgimento dal rullo di deposito e successivo riavvolgimento sul rullo raccoglitore);

c) dispositivo di registrazione propriamente detto;

d) dispositivo per arrestare automaticamente il motore e togliere tensione alle penne scriventi, quando la zona di registrazione è ultimata o interrotta.

II-*a* - Dispositivo per l'imbibizione della zona.

Il dispositivo per l'imbibizione della carta è costituito da due vaschette comunicanti, nelle quali uno speciale elettrolito è mantenuto, come vedremo in seguito, a livello costante e regolabile; e da due rulli, i quali pescano rispettivamente nelle due vaschette e, mediante la loro rotazione, trasportano per adesione l'elettrolito sulla zona di carta, che si svolge abbracciando per un determinato arco i due rulli. Tale arco di abbracciamento è, per entrambi i rulli, regolabile mediante lo spostamento di galoppini di rinvio.

Le cose sono disposte in modo che i due rulli bagnano ciascuno una faccia del nastro di carta.

Il dispositivo per il mantenimento del livello costante nelle due vaschette è schematizzato nella figura 5.

In una delle due vaschette pesca l'appendice di un robinetto piazzato sul fondo di un recipiente chiuso ermeticamente.

Se, dopo avere riempito detto recipiente, si apre il robinetto, il liquido si riverserà nelle due vaschette, ma, per effetto del vuoto che si forma nella parte superiore del vaso, ed avendo il tubo formante l'appendice del robinetto, un diametro non troppo piccolo (mm. 8) e l'estremità tagliata ad unghia, l'afflusso cesserà quando il livello del liquido, uguale nelle due vaschette essendo le stesse comunicanti, avrà coperto l'orifizio di efflusso.

Quando, per effetto del consumo dell'elettrolito, il livello si abbassa e scopre la estremità del tubo che pesca nella prima vaschetta, una piccola quantità di aria gor-

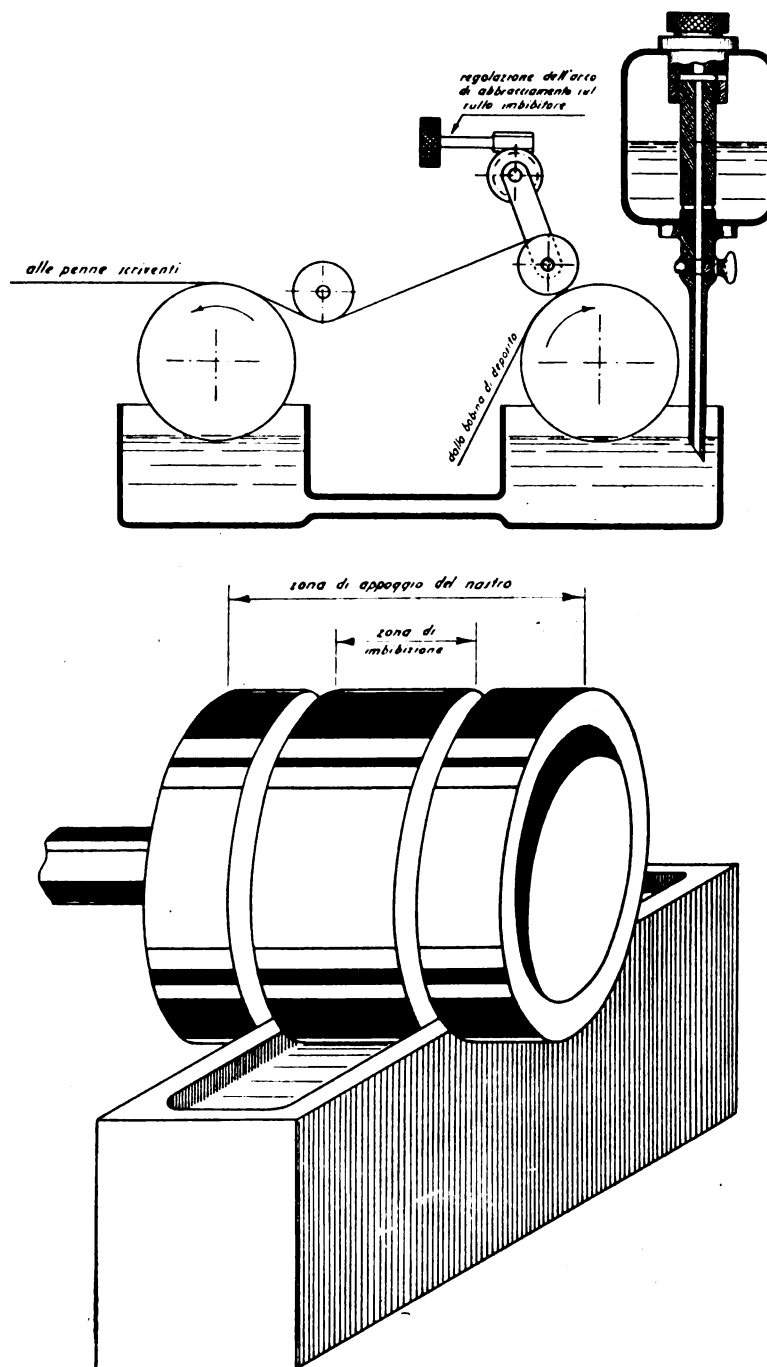



FIG 5. — Schema del dispositivo per la regolazione automatica del livello dell'elettrolito.

goglia nel recipiente attraverso al tubo stesso e fa diminuire la depressione nella parte superiore del vaso. Allora un po' di liquido discende nella vaschetta sottostante fino a che la luce di efflusso viene richiusa e si ristabilisce l'equilibrio.

Un meccanismo a vite permette di spostare nel senso verticale la posizione del recipiente e di regolare a piacimento l'altezza dell'orifizio di efflusso e quindi del livello del liquido nelle due vaschette.

II-*b*. - Dispositivo per il movimento della zona.

Un rullo calettato sull'asse della frizione tiene premuta, tra una sua generatrice e quella di un rullo folle, la zona di registrazione, la quale riceve così un movimento uniforme e continuo.

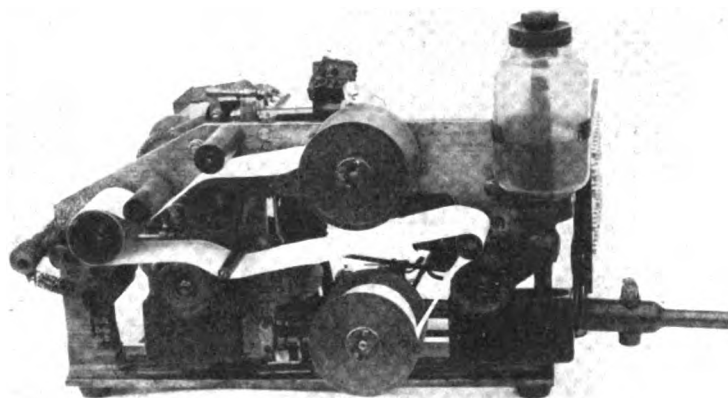



Fig. 6. — Vista della macchina dal lato della zona di registrazione.

Una trasmissione rigida (catena Galle) collega il rullo motore ai rulli per la imbibizione di cui si è già detto e al rullo sul quale avviene la registrazione e di cui si dirà in seguito.

Lo svolgimento ed il riavvolgimento della zona avvengono su due rocchetti di cui uno, azionato da una trasmissione flessibile, raccoglie la carta dopo le registrazioni; l'altro costituisce la riserva e porta una bobina di carta non trattata con l'elettrolito.

Lo svolgimento spontaneo del secondo rocchetto è impedito da un piccolo freno a frizione. La puleggia calettata sull'albero del rocchetto raccoglitore è costruita in modo da permettere degli slittamenti all'organo flessibile della trasmissione.

Questa ultima condizione è necessaria per ottenere che la velocità periferica della carta, che si avvolge, rimanga costante non ostante il progressivo aumento del diametro della bobina di carta avvolta (fig. 6).

II-*c*. - Dispositivo di registrazione propriamente detto.

È composto di un tamburo rivestito di piombo, abbracciato per un determinato arco dal nastro di carta che si svolge, e di quattro « penne scriventi » realizzate con quattro sottili fili di acciaio, che appoggiano sulla carta stessa lungo una generatrice del tamburo.

Detto tamburo è mantenuto in rotazione ad una velocità uguale a quella del rullo motore e dei due rulli di imbibizione a mezzo di una trasmissione rigida.

Le quattro penne scriventi sono poste all'estremità di piccole leve articolate a quattro sopportini isolati elettricamente tra di loro e dalla massa, e sollecitate a ruotare verso il tamburo da altrettante mollette a spirale, la cui tensione è registrabile.

Tutto l'insieme delle quattro penne e del loro sostegno può essere ruotato di un determinato angolo in modo che le penne possono essere fatte appoggiare sulla carta oppure esserne sollevate.

Inoltre il sostegno con le quattro penne può essere spostato nel senso assiale in modo che la scrittura delle penne può essere « centrata » sulla zona di registrazione.

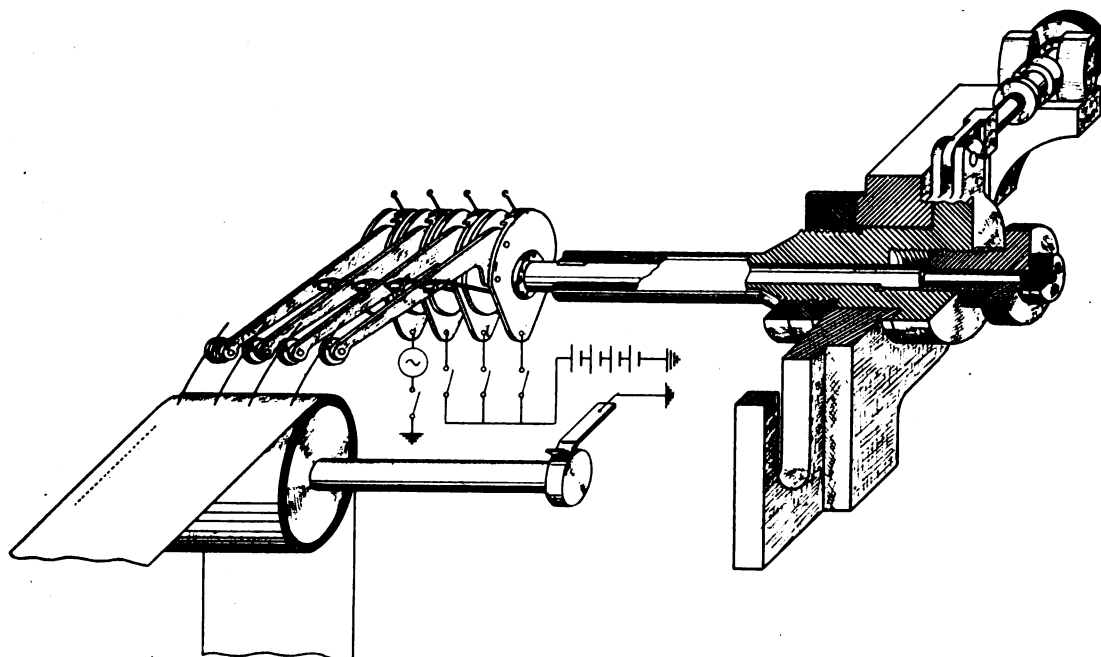



FIG. 7. — Schema dell'apparato scrivente.

Una delle quattro penne è collegata ad una fase di una sorgente di f.e.m. alternata avente l'altra fase a massa, le altre tre sono inserite in tre circuiti nei quali agiscono f.e.m. continue aventi il polo negativo a massa. Il rullo di piombo è collegato a massa.

Tutte le volte che qualcuno di questi circuiti viene chiuso, la corrente elettrica è obbligata ad attraversare lo spessore del nastro di carta imbevuta di elettrolito: tale passaggio determina, per effetto elettrochimico, una colorazione della carta nel punto di contatto. (Vedasi fig. 7).

La colorazione si produce per tutto il tempo durante il quale la punta scrivente fa da anodo; si otterranno quindi colorazioni continue al passaggio di correnti continue e colorazioni tratteggiate nel caso di correnti alternate, interrompendosi in questo caso la colorazione in corrispondenza di tutte le semionde durante le quali le f.e.m. hanno direzione tale per cui la punta scrivente non fa da anodo.

La penna inserita nel circuito a corrente alternata traccerà dunque, a circuito chiuso, una linea tratteggiata, la quale costituirà una rappresentazione grafica della frequenza della f.e.m. agente nel circuito. L'interasse fra due trattini consecutivi corrisponderà ad un periodo completo, ad esempio a 1/50 di secondo, se la frequenza della f.e.m. alternata è di 50 periodi.

Le penne inserite nei circuiti a corrente continua tracceranno invece dei tratti più o meno lunghi, i quali ci daranno la registrazione e, con la loro lunghezza, la misura grafica dei periodi di tempo durante i quali i circuiti ad esse collegati restano chiusi.

Quando si vuole misurare e registrare la durata di un fatto, le cose sono disposte in modo da ottenere sempre due registrazioni; una, a mezzo della penna collegata a una sorgente di f.e.m. di frequenza nota, che traccia il diagramma base del tempo; l'altra, a mezzo di una seconda penna collegata ad una sorgente di f.e.m. continua e inserita

FIG. 8. — Vista della macchina dal lato dell'apparato scrivente (senza la zona di registrazione).

in un circuito predisposto in modo che esso si chiuda all'inizio e si riapra alla fine del fatto in esame.

Quando si disponga di un motore a velocità costante, si può, calettando sull'albero del motore una camma che azioni un interruttore, inviare in un circuito un numero determinato di impulsi in un dato tempo e registrarli nel modo anzidetto a mezzo di una penna scrivente, ottenendo un diagramma equivalente, per lo scopo che ci occupa, a quello della registrazione di una frequenza nota.

È evidente che un siffatto sistema di registrazione e di misura grafica è indipendente dalla velocità di svolgimento della zona di carta sulla quale si fanno le registrazioni.

II-*d*. - Dispositivo per l'arresto automatico.

Una leva a squadra, fulcrata nel vertice, reca alla estremità di un braccio un rullo, girevole sul suo asse, ed all'altra estremità due pastigliette di contatto.

Una molla a spirale tende a far ruotare tutta la leva in modo da mantenere il rullo costantemente appoggiato sul nastro di carta che, essendo teso, limita l'angolo di rotazione della leva a squadra.

Due contatti elettrici portati da una laminetta articolata alla base sono costantemente premuti contro le pastigliette di contatto, poste all'altra estremità della leva, da una molletta.

I contatti elettrici così stabiliti sono inseriti uno nel circuito della frizione l'altro nel circuito delle penne scriventi.

Se, per rottura o per ultimazione della zona di registrazione, diminuisce la tensione del nastro di carta, il rulletto si sposta in basso e tutta la leva a squadra ruota di un angolo sufficiente per aprire i contatti elettrici, fermando così il meccanismo di registrazione e togliendo tensione alle penne.

III. - MECCANISMO STIMOLATORE (fig. 9).

Comprende un rullo speciale a dischi alternati di rame e di materiale isolante; due rocchetti, uno di deposito e l'altro di riavvolgimento di una zona di tela o di

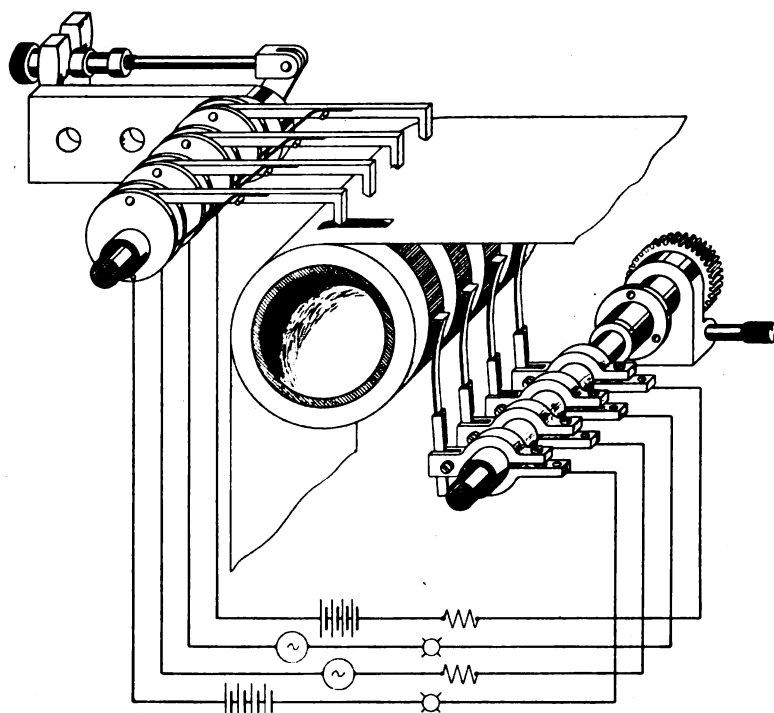



FIG. 9. — Schema dello stimolatore

carta, simili a quelli per la zona del meccanismo registratore; due portaspazzole multipli; un interruttore automatico di fine zona; una trasmissione flessibile.

Il rullo a dischi è formato da dieci anelli di rame, isolati dalla massa e tra di loro da altrettanti anelli di materia isolante.

Uno dei due portaspazzole porta dieci contatti a martelletto allineati al disopra del cilindro lungo una generatrice. Questi dieci contatti sono articolati ad altrettanti sopportini isolati fra loro ed infilati su di un'asta metallica, dalla quale sono pure isolati; ogni contatto è azionato da una molla.

Inferiormente al rullo esiste un secondo portaspazzole analogo a quello ora detto.

Tanto il primo che il secondo gruppo di spazzole può essere a piacimento portato a contatto o non col rullo, mediante opportuni comandi, i quali permettono anche di registrare la pressione dei contatti sul cilindro, e ciò indipendentemente dalle molle che agiscono sui martelletti del portaspazzole superiore.

Gli assi delle dieci coppie di spazzole risultano posti nei dieci piani paralleli mediani dei dieci rulli di rame del cilindro.

Un nastro di tela o di carta, nel passare da uno all'altro dei due rocchetti citati sopra, si svolge sopra il cilindro a dischi di rame in modo da strisciare sotto la fila di contatti a martelletto (superiori). Le spazzole del portaspazzole inferiore appoggiano invece sulla parte del cilindro non abbracciata dal nastro di tela. Finchè il nastro è continuo, non vi sarà continuità di circuito tra ogni contatto superiore e il corrispondente inferiore, ma, se nel nastro si praticano dei fori, ad ogni foro che passa sotto uno dei contatti superiori, si avrà una chiusura di circuito tra questo ed il corrispondente contatto inferiore.

È possibile, predisponendo opportunamente i fori della zona, provocare gli stimoli, ai quali l'esaminando deve rispondere in modo convenuto, con la varietà, successione e distanziamento desiderati.

Il movimento costante e continuo della zona è comandato dal rullo a dischi di rame. Questo infatti è calettato su di un asse che, attraverso ingranaggi, prende movimento dall'albero del motorino. Su detto rullo appoggia un rulletto folle che preme la zona contro il rullo motore in modo da fargliene assumere la velocità periferica.

Il rocchetto di deposito della zona è munito di una manovellina che serve ad azionarlo a mano quando si vuole riavvolgere su di esso la zona già passata sul rocchetto raccoglitore.

Quest'ultimo invece è mantenuto in rotazione da un mezzo flessibile attraverso una puleggetta, che è resa più o meno solidale all'asse del rocchetto attraverso una frizione.

Anche qui questo accorgimento ha lo scopo di evitare che la velocità periferica della bobina avvolta aumenti con il crescere del suo diametro.

Il meccanismo per l'arresto automatico a fine corsa interrompe il circuito del motore e della penna di registrazione del tempo, quando è ultimato lo svolgimento della parte forata della zona.

IV. - Circuiti elettrici (figura 10).

Il quadro sinottico che segue dà la suddivisione adottata, a scopo chiarificatore, dell'insieme del circuito in circuiti singoli, i quali vengono poi dettagliatamente descritti.

Circuiti elettrici

- a corrente continua
  - *A*) Circuito di ripristino.
  - *B*) Circuito della frizione elettromagnetica.
  - *C*) Circuiti di azionamento degli stimoli e di regolazione della loro durata
    - ottico al quale l'esaminando deve reagire.
    - acustico al quale l'esaminando deve reagire.
    - ottico al quale l'esaminando non deve reagire.
    - acustico al quale l'esaminando non deve reagire.
    - emotivo.
  - *D*) Circuiti delle penne per la registrazione
    - dello stimolo ottico con risposta.
    - dello stimolo acustico con risposta.
    - degli errori.
- a corrente alternata
  - *E*) Circuito della penna di registrazione del tempo.
  - *F*) Circuito del motore.

A) *Circuito di ripristino.*

Comprende:

a) il pulsante a mano r;

b) la coppia di spazzole Sr dello stimolatore;

c) i due primi deviatori dei due pulsanti R_1 ed R_2 di risposta agli stimoli, comuni al circuito della frizione elettromagnetica, e dei quali si vedrà nel seguito la funzione;

d) il relais ritardato Rt_1. È un relais a solenoide con nucleo succhiato che impiega, per compiere la corsa di inserzione, un periodo di tempo regolabile dai 10/100 di secondo ai 20/100 di secondo. Sul nucleo mobile è disposto un contatto che, a relais disinserito, collega a terra le uscite degli avvolgimenti del relais 6, del relais 5, della frizione fr e dei relais 1 e 2 di azionamento degli stimoli con risposta. Il collegamento a terra dei relais 1, 2, 5 e 6 e della frizione, che permane durante tutto il tempo che il relais Rt_1 impiega a compiere la corsa di inserzione, è interrotto a fine corsa. La inserzione del relais Rt_1 determina pertanto, dopo un periodo di 10/100 a 20/100 di secondo dalla sua alimentazione, la disinserzione dei relais 1, 2, 5 e 6 della frizione. E poichè tutti gli altri circuiti sono alimentati attraverso contatti controllati dai suddetti relais, ne segue che la inserzione del relais Rt_1 determina il ripristino del circuito nelle condizioni iniziali di tutti i relais disinseriti e tutti i circuiti aperti;

e) il relais 6 con due contatti che, a relais disinserito, sono normalmente aperti; di questi uno assicura l'alimentazione indipendente (mantenimento) del relais stesso una volta che esso sia inserito, il secondo alimenta il relais 5 e la frizione elettromagnetica fr.

L'abbassamento del pulsante a mano r, o di uno dei due pulsanti R_1 o R_2, o la chiusura del circuito delle due spazzole Sr attraverso un foro della zona dello stimolatore, determinano la inserzione del relais Rt_1 e quindi, entro un periodo di tempo regolabile come si è accennato di 10/100 a 20/100 di secondo, il ripristino del circuito come si è visto innanzi.

Poichè il collegamento a terra dell'avvolgimento del relais Rt_1 è permanente, esso resterà inserito fino a quando dura la rispettiva alimentazione, e cioè fino a quando permane, attraverso il foro della zona dello stimolatore, la continuità fra le spazzole Sr, o finchè si tiene abbassato uno dei tre pulsanti r, R_1 o R_2.

Se l'abbassamento di uno dei pulsanti r, R_1, R_2 o la durata del passaggio del foro della zona dello stimolatore sotto le spazzole Sr durano per un tempo inferiore a quello che il nucleo del relais Rt_1 impiega a compiere la sua corsa, detto relais Rt_1, se non si adottasse alcun altro accorgimento, si disinserirebbe prima di avere interrotto il collegamento a terra e avere quindi compiuta la funzione del ripristino.

I fori nella zona dello stimolatore possono essere predisposti sufficientemente lunghi per evitare tale incompleto funzionamento. Permarrebbe però sempre la necessità, in caso di riassetto a mano, e di risposta ad uno stimolo attraverso uno dei pulsanti R_1 o R_2, di tenere premuto il pulsante r o i pulsanti R_1 o R_2 per un tempo superiore a quello che il nucleo del relais Rt_1 impiega a compiere la sua corsa, tempo variabile, come si è già detto, da 10/100 a 20/100 di secondo.

SEGNI CONVENZIONALI

Segno	Denominazione
Sr	Contatto dello stimolatore per il riassetto dei circuiti
Sf	Contatto dello stimolatore per l'azionamento della frizione elettro-magnetica
S1	Contatto dello stimolatore per l'azionamento dello stimolo ottico
S2	Contatto dello stimolatore per l'azionamento dello stimolo acustico
S3	Contatto dello stimolatore per l'azionamento dello stimolo ottico senza risposta
S4	Contatto dello stimolatore per l'azionamento dello stimolo acustico senza risposta
S5	Contatto dello stimolatore per l'azionamento dello stimolo emotivo
r	Pulsante a mano per il riassetto dei circuiti
ch1	Pulsante a mano per l'azionamento dello stimolo ottico
ch2	Pulsante a mano per l'azionamento dello stimolo acustico
ch3	Pulsante a mano per l'azionamento dello stimolo ottico senza risposta
ch4	Pulsante a mano per l'azionamento dello stimolo acustico senza risposta
R1	Pulsante a mano di risposta allo stimolo ottico
R2	Pulsante a mano di risposta allo stimolo acustico
1	Relais per lo stimolo ottico
2	Relais per lo stimolo acustico
5	Relais per l'azionamento della frizione elettro-magnetica
6	Relais rapido per il riassetto dei circuiti
Rt1	Relais ritardato per il riassetto dei circuiti
Rt2	Relais ritardato per la limitazione della durata degli stimoli
L1	Stimolo ottico con risposta
Ac2	Stimolo acustico con risposta (martello)
L3	Stimolo ottico senza risposta
Ac4	Stimolo acustico senza risposta (ronzante)
S	Stimolo emotivo (sirena)
Ls1	Lampada spia dello stimolo ottico
Ls2	Lampada spia dello stimolo acustico
Ls3	Lampada spia dello stimolo ottico senza risposta
Ls4	Lampada spia dello stimolo acustico senza risposta
Lse	Lampade spia delle risposte errate
tm	Interruttore a mano
tz	Interruttore a fine svolgimento zona di registrazione
ts	Interruttore a fine svolgimento zona stimolatore
	Contatti normalmente chiusi azionati dai relais
	Contatti normalmente aperti azionati dai relais
	Contatti normalmente chiusi azionati dai relais ritardati
fr	Frizione elettro-magnetica
M	Motore
Po	Penna per la registrazione dello stimolo ottico con risposta
Pa	Penna per la registrazione dello stimolo acustico con risposta
Pe	Penna per la registrazione degli errori
Pt	Penna per la registrazione del tempo

Circuito di riasseth

Circuito della frizion elettromagnetica

V. 24 c.c. tm.

Circuito di azionam degli stimoli

Circuito di regolaz

V. 24 c.c.

tm. Circuito delle

V. 24 ⏦ tm. Circuito della

V. 220 ⏦ tm. Circuito del motore

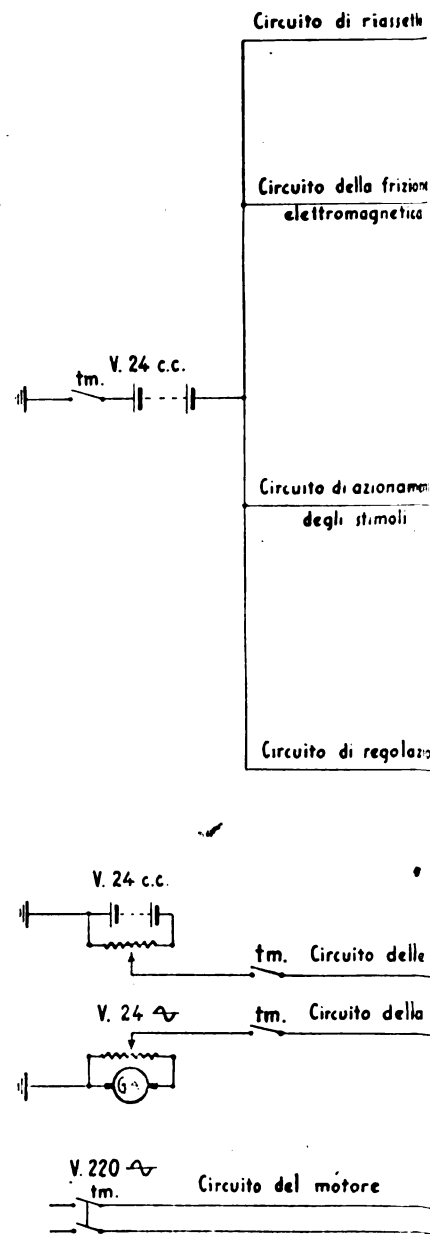
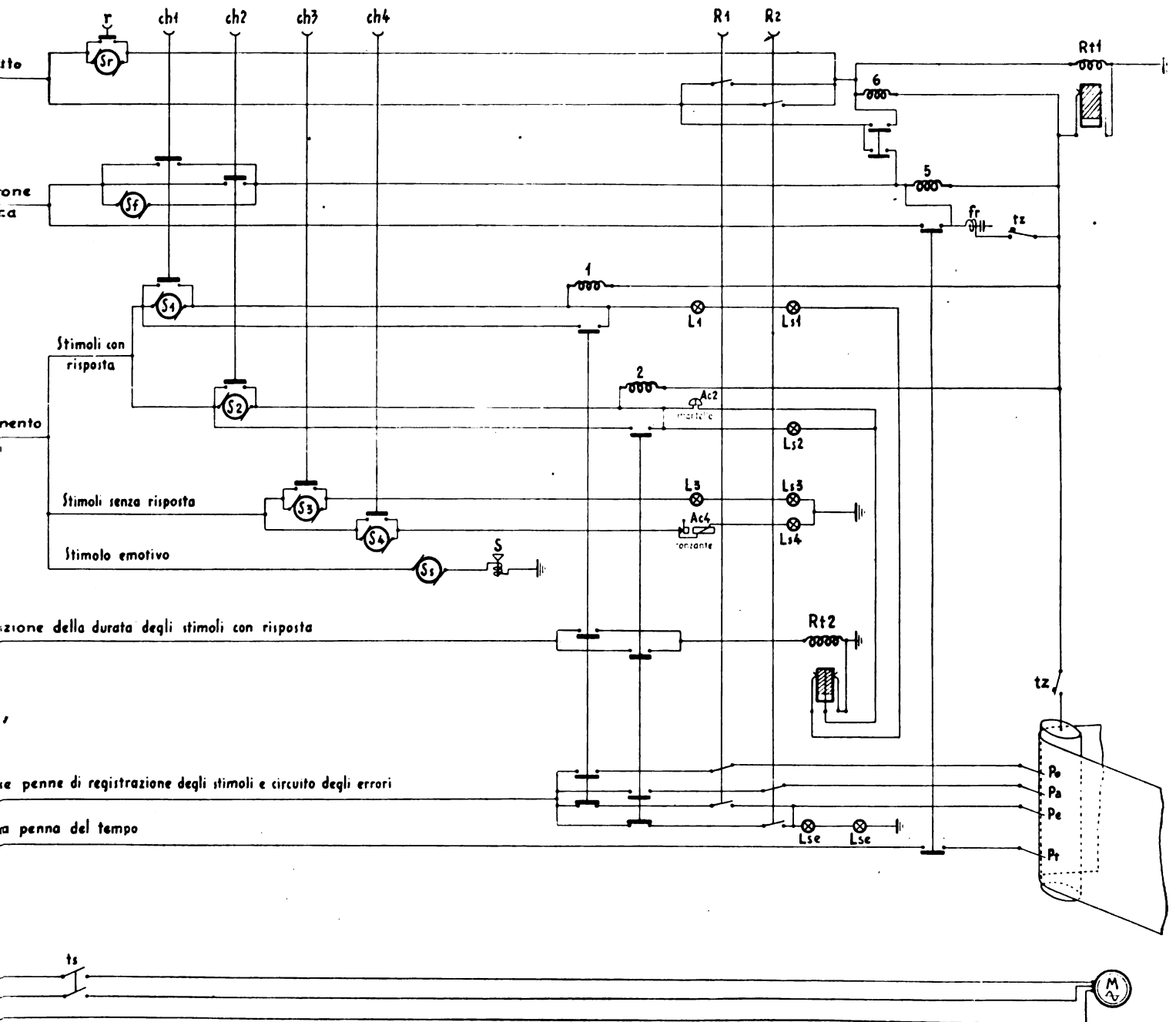



FIG. 10. — Circuiti elettrici.

Ad assicurare il funzionamento del relais Rt_1 e garantire quindi il riassetto del circuito provvede il relais 6, che è un relais a rapida inserzione.

Esso relais 6, che è in parallelo col relais Rt_1, viene pertanto alimentato tutte le volte che si alimenta l'Rt_1, si inserisce rapidamente e, una volta inserito assicura, con uno dei suoi contatti, il mantenimento proprio e del relais Rt_1.

L'altro capo dell'avvolgimento del relais 6 è collegato a terra attraverso il contatto portato dal nucleo del relais Rt_1; pertanto detto relais 6 resta inserito fino a che l'Rt_1 non ha compiuto la sua corsa completa.

Basta quindi tenere premuto uno dei pulsanti r, R_1 o R_2 pochi centesimi di secondo $\left(\text{circa } \frac{2}{100}\right)$ per assicurare al relais Rt_1 l'alimentazione fino a quando non ha ultimata la sua corsa.

Quando si voglia registrare e misurare anche i *tempi di ripresa* occorre, come si chiarirà in seguito, che il relais Rt_1 impieghi a compiere la sua corsa un tempo alquanto superiore.

B) *Circuito della frizione elettromagnetica.*

La frizione elettromagnetica, quando è inserita, mette in moto il meccanismo di registrazione.

Il circuito comprende:

a) il contatto dello stimolatore, Sf;

b) il relais 5 con due contatti, che a relais disinserito sono normalmente aperti;

c) due contatti, uno per ogni pulsante per l'azionamento a mano degli stimoli con risposta;

d) due deviatori, uno per ogni pulsante di risopsta (reazione ad uno stimolo), comuni col circuito di ripristino.

Quando attraverso un foro della zona dello stimolatore si stabilisce la continuità tra le due spazzole Sf, o quando si abbassa uno dei due pulsanti, ch_1 o ch_2, di azionamento a mano degli stimoli con risposta, la tensione della sorgente di f.e.m arriva ad un capo dell'avvolgimento del relais 5 e, se il relais Rt_1 di ripristino è disinserito, per cui l'altro capo dell'avvolgimento del relais 5 risulta collegato al polo negativo della sorgente di f.e.m. messa a terra, il relais stesso si inserisce.

Ad inserzione avvenuta si chiudono i due contatti del relais 5 e dispongono i seguenti circuiti:

a) di alimentazione indipendente (mantenimento) del relais stesso e di alimentazione della frizione, che pertanto mette in moto il meccanismo di registrazione;

b), di alimentazione della penna di registrazione del tempo.

In conclusione l'inserzione del relais 5, comandato o attraverso lo stimolatore o con uno dei pulsanti a mano, determina la messa in moto della zona e la tracciatura del diagramma del tempo.

L'azionamento di uno dei due pulsanti di risposta ha effetti diversi a seconda che il relais 5 è disinserito o è già inserito.

Nel primo caso, attraverso il secondo contatto del relais 6, si determina l'*inserzione* del relais 5 e quindi il funzionamento del meccanismo di registrazione e la traccia-

tura del diagramma del tempo, limitatamente però al periodo che il relais ritardato Rt_1 impiega a compiere la corsa di inserzione (da 10/100 a 20/100 di secondo circa).

L'azionamento invece di uno dei pulsanti di risposta, quando il relais 5 è già inserito, determina la disinserzione del relais 5 stesso dopo il periodo di tempo necessario perchè il relais Rt_1 compia la sua corsa di inserzione.

Le cose sono disposte in modo che il re'ais 5 è disinserito solo quando non è stato dato alcuno stimolo. L'azionamento in tali condizioni di uno dei pulsanti di risposta, costituisce una *risposta prematura* dell'esaminando e determina, come abbiamo visto, la messa in moto per un periodo di $\frac{10'' \div 20''}{100}$ del meccanismo di registrazione nonchè, come vedremo in seguito, il funzionamento del circuito degli errori per un uguale periodo di tempo.

In ogni caso l'azionamento di un pulsante di risposta da parte dell'esaminando determina il funzionamento del relais di ripristino Rt_1.

I fori nella zona dello stimolatore per l'azionamento del relais della frizione precedono i fori per l'azionamento dei relais degli stimoli di un intervallo di $\frac{20'' \div 25''}{100}$, periodo di tempo sufficiente perchè la zona completi il periodo di avviamento e raggiunga la velocità di regime.

C) *Circuiti di azionamento degli stimoli con risposta, ai quali cioè l'esaminando deve reagire in modo convenuto.*

I due circuiti per l'azionamento degli stimoli, ottico e acustico con risposta, sono del tutto identici.

Ognuno di essi comprende:

— un contatto dello stimolatore;

— un contatto del relativo pulsante per l'azionamento a mano;

— un relais (n. 1 e n. 2) a quattro contatti che, a relais disinserito, sono tre normalmente aperti e uno normalmente chiuso;

— due deviatori sul relativo pulsante di risposta, di cui uno normalmente chiuso e uno normalmente aperto;

— lo stimolo (lampada L_1 o martello Ac_2) e, in serie con esso, una lampada spia. Stimolo e relativa lampada spia risultano da un lato collegati alla sorgente di f.e.m. contemporaneamente al rispettivo relais, e dall'altro collegati a terra attraverso il contatto del relais ritardato Rt_2. Le lampade spia sono montate sul tavolo dell'esaminatore.

Il contatto dello stimolatore e quello del pulsante a mano per l'azionamento di uno stesso stimolo costituiscono due interruttori in parallelo sul collegamento di un capo dell'avvolgimento del rispettivo relais al polo positivo della sorgente della f.e.m.; l'altro capo dell'avvolgimento è collegato a terra attraverso un contatto del relais di ripristino, quando esso è disinserito.

La chiusura, o del contatto dello stimolatore attraverso un foro della zona, o del contatto del pulsante a mano, determinano pertanto, a relais di ripristino disinserito,

la inserzione del relais e contemporaneamente l'emissione dello stimolo al tavolo dell'esaminando e l'accensione, sul tavolo dell'esaminatore, di una lampada spia (Ls_1 o Ls_2), che gli conferma l'avvenuto azionamento di uno stimolo.

L'inserzione del relais determina a sua volta:

a) la chiusura di un primo contatto che assicura l'alimentazione indipendente (mantenimento della inserzione) del relais stesso, dello stimolo e della relativa lampada spia;

b) la chiusura di un secondo contatto che determina l'inserzione del relais ritardato Rt_2, la cui funzione, come vedremo appresso, è di mantenere il collegamento a terra degli stimoli e della relativa lampada spia per un periodo di tempo determinato;

c) la chiusura di un terzo contatto che dà tensione alla penna *Po* o a quella *Pa* attraverso un deviatore del rispettivo pulsante di risposta, normalmente chiuso a pulsante non azionato;

d) l'apertura di un quarto contatto che interrompe l'alimentazione, sul pulsante di risposta, del deviatore che, a pulsante azionato, fa capo alla penna di registrazione degli errori; risulta da ciò chiaro che l'azionamento del pulsante corrispondente ad uno stimolo azionato non dà luogo ad alcuna registrazione della penna degli errori.

Pertanto l'inserzione del relais 1 o di quello 2 determinerà rispettivamente:

1) l'accensione della lampada spia Ls_1 o Ls_2 sul tavolo dell'esaminatore;

2) l'accensione della lampada L_1 o il suono del martello Ac_2 per tutto il periodo che il relais Rt_2 impiega a compiere la corsa di inserzione;

3) la scrittura, sulla zona di registrazione, da parte della penna *Po* o della penna *Pa*, di un tratto continuo che si inizia con l'accensione della lampada o col suono del ronzante, e dura fino a quando non viene azionato un pulsante di risposta.

Ci resta ora da esaminare appunto la funzione dei due deviatori sui pulsanti di risposta.

Se l'esaminando risponde esattamente, aziona cioè il pulsante corrispondente allo stimolo azionato, egli determina:

— l'apertura del deviatore che fa capo alla penna di registrazione dello stimolo, la quale cessa di segnare nel momento preciso in cui l'esaminando reagisce;

— la chiusura del deviatore che fa capo alla penna di registrazione degli errori ma senza determinare alcuna registrazione, perchè, come si è accennato sub *d*), la penna è collegata alla sorgente della f.e.m. attraverso un contatto del relais che è chiuso solo a relais disinserito.

Nel caso di risposta sbagliata e cioè di azionamento del pulsante dello stimolo non azionato:

— l'apertura del deviatore, che fa capo alla penna dello stimolo, non ha effetto per essere il deviatore stesso non alimentato;

— la chiusura del deviatore che fa capo alla penna degli errori, deviatore collegato in questo caso alla sorgente di f.e.m. attraverso il contatto normalmente chiuso del corrispondente relais non azionato, determina la registrazione di un tratto continuo che dura fino al completamento della corsa di inserzione del relais ritardato *R* alimentato dal primo deviatore del pulsante di risposta come si è visto al capo *A*.

D) *Circuiti dello stimolo ottico e dello stimolo acustico senza risposta, ai quali cioè l'esaminando non deve reagire.*

Ognuno di detti circuiti, collegati ad un capo alle sorgenti di f.e.m. e dall'altro direttamente a massa, comprende:

a) un contatto dello stimolatore;

b) un contatto del relativo pulsante per l'azionamento a mano;

c) lo stimolo (lampada L_3 o ronzante Ac_4) e, in serie con esso, una lampada spia.

I pulsanti a mano per l'azionamento di questi stimoli senza risposta differiscono da quelli per l'azionamento a mano degli stimoli con risposta, perchè non portano il contatto per la messa in moto della frizione; così pure sulla zona dello stimolatore i fori per l'azionamento di questi stimoli non sono preceduti dai fori per l'azionamento della frizione non avendo ritenuto di pratico interesse misurare i tempi di reazione delle eventuali risposte errate.

È d'altra parte evidente, qualora si ritenesse invece opportuno misurare tali tempi, che basta aggiungere sulla zona dello stimolatore i fori e sui pulsanti a mano i contatti per l'azionamento della frizione.

La durata di questi stimoli si può regolare variando la lunghezza del corrispondente foro sulla zona dello stimolatore, o il periodo di tempo per il quale si tiene abbassato il relativo pulsante a mano.

E) *Circuito dello stimolo emotivo.*

Comprende:

— il contatto *Ss* dello stimolatore;

— una sirena *S*.

La chiusura attraverso un foro della zona dello stimolatore del contatto *Ss* determina il funzionamento della sirena *S* per una durata che è funzione della lunghezza del foro nella zona.

Anzichè la sirena *S* è possibile, naturalmente, azionare altro apparecchio destinato alla emissione dello stimolo emotivo che si ritiene più opportuno.

Il numero e la posizione nel tempo degli stimoli emotivi rispetto agli altri sono regolabili a piacere distribuendo i relativi fori sulla zona dello stimolatore nel modo desiderato.

F) *Circuiti delle penne per la registrazione degli stimoli e degli errori.*

Il circuito della penna di registrazione dello stimolo ottico con risposta comprende:

a) un contatto normalmente aperto a relais dello stimolo disinserito;

b) un deviatore sul pulsante della risposta, normalmente chiuso a pulsante non azionato;

c) una penna scrivente P_0.

Appena il relais dello stimolo corrispondente si inserisce e chiude il contatto sub *a*), a pulsante di risposta non azionato, la penna comincia a segnare sulla zona di registrazione un tratto continuo.

Azionando la risposta si apre il deviatore che alimenta la penna, e questa cessa di scrivere.

Si ha così sulla zona un tratto continuo, che corrisponde alla misura del periodo di tempo intercorso fra l'inizio del funzionamento dello stimolo e l'inizio della reazione dell'esaminando.

Il circuito di registrazione dello stimolo acustico con risposta fa capo alla penna P_a ed è in tutto simile a quello precedente.

Il circuito degli errori comprende:

a) una penna scrivente *Pe* e due lampadine spie (collocate queste ultime una sul tavolo dell'esaminatore e l'altra in prossimità dello schermo degli stimoli ottici, in posizione però tale da non creare confusione) le quali sono alimentate in parallelo da due rami di circuito che comprendono rispettivamente:

b) un contatto, azionato dal relais 1, normalmente chiuso a relais disinserito, in serie con un deviatore normalmente aperto azionato dal pulsante R_1 di risposta allo stimolo azionato dal relais 1;

c) un contatto, azionato dal relais 2, normalmente chiuso a relais disinserito, in serie con un deviatore normalmente aperto azionato dal pulsante R_2 di risposta allo stimolo azionato dal relais 2.

Risulta quindi chiaro, come si è già visto nella descrizione del circuito degli stimoli con risposta, che la inserzione del relais di azionamento di uno stimolo con risposta toglie tensione al ramo del circuito degli errori corrispondente alla reazione giusta.

L'azionamento degli stimoli senza risposta non ha invece alcun effetto sui due rami di alimentazione del circuito degli errori che risultano, in tal caso, entrambi collegati alle sorgenti di f.e.m.

Pertanto la penna *Pe* registrerà un segno continuo sulla zona, tutte le volte che si preme il pulsante di risposta ad uno stimolo non azionato; che si premono entrambi i pulsanti; che si preme uno dei pulsanti, quando nessun stimolo è stato emesso, o quando è stato emesso uno stimolo senza risposta.

I circuiti delle tre penne (dello stimolo ottico, dello stimolo acustico, e degli errori) sono alimentati da una sorgente a 24 V. continui attraverso un reostato per regolare la tensione in relazione al grado di imbibizione della carta, alla temperatura ambiente ecc. Tutte e tre le penne sono poi collegate a terra attraverso un interruttore *tz* che, per ovvie ragioni, si apre automaticamente quando la zona di carta per la registrazione è ultimata o si strappi.

G) *Circuito della penna di registrazione del tempo.*

Il circuito della penna *Pt* del tempo, è alimentato da una sorgente di f.e.m. alternata a 24 volt graduabile a mezzo di un reostato, attraverso un contatto del relais 5 della frizione, normalmente aperto.

Pertanto, appena si inserisce il relais 5 e quindi la frizione elettromagnetica, la penna P_t inizia la registrazione del diagramma base del tempo, diagramma che cessa quando viene azionato uno qualunque dei pulsanti di reazione.

Anche la penna del tempo è collegata a terra attraverso un interruttore *tz* che, per ovvie ragioni, si apre automaticamente quando la zona di carta per le registrazioni è ultimata o si strappi.

H) *Circuito del motore.*

Presenta di particolare l'interruttore *ts*, che si apre automaticamente a fine dello svolgimento della zona dello stimolatore.

Registrazione e misura del " tempo di ripresa ,,.

Il Prof. M. Ponzo, che per primo ne ha dato una interpretazione esauriente e ne ha segnalato l'importanza, indica con tale denominazione l'intervallo di tempo a partire dall'inizio della reazione fino all'istante nel quale l'esaminando, a reazione ultimata, riprende l'attitudine di attesa per uno stimolo successivo.

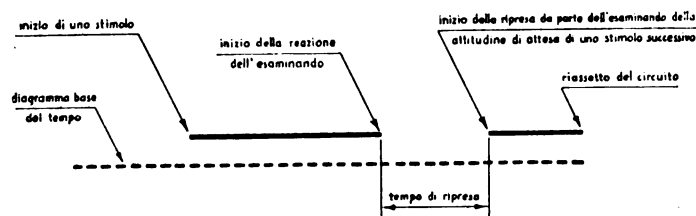



FIG. 11. — Registrazione e misura dei tempi di ripresa.

Quando col circuito descritto si vogliono registrare e misurare detti tempi di ripresa, occorre che il relais ritardato Rt_1, il quale ha la funzione del ripristino del circuito, impieghi per compiere la corsa completa un tempo superiore a quello di ripresa definita come innanzi.

In tali condizioni quando, a reazione ultimata, l'esaminando cessa di premere un pulsante, questo ritorna nella posizione di riposo e, non essendo ancora intervenuto il ripristino, ristabilisce l'alimentazione della penna di registrazione dello stimolo azionato, la quale pertanto ricomincerà nuovamente a segnare e cesserà solo quando il relais Rt_1 avrà ultimata la sua corsa e riassettato perciò il circuito.

Le registrazioni che si ottengono, assumono l'aspetto indicato nella figura 11.

Inerzia degli stimoli e dei relais.

Indichiamo con la denominazione « inerzia di chiusura di un relais » il periodo di tempo intercorrente fra il momento in cui si dà tensione al relais e il momento in cui si chiudono i contatti azionati dal relais stesso. Come è ovvio tale inerzia dipende essenzialmente a parità di tensione e di temperatura degli avvolgimenti del relais, dal valore del traferro, dalla massa dell'ancora del relais e dei contatti azionati e dalle resistenze agenti sugli stessi; dalla distanza infine fra le lamelle da portare a contatto.

Indichiamo con la denominazione « inerzia di uno stimolo » il periodo di tempo intercorrente fra l'azionamento dello stimolo e l'emissione di questo. In particolare,

l'inerzia dello stimolo ottico sarà misurata dal periodo di tempo che intercorre fra il momento nel quale si dà tensione alla lampadina e il momento nel quale comincia l'emissione di radiazioni luminose da parte del suo filamento.

L'inerzia dello stimolo acustico costituito da un martello elettro magnetico, sarà analogamente misurata dal periodo di tempo intercorrente fra il momento nel quale si dà tensione al relais, la cui ancora aziona la mazza battente, e il momento nel quale la mazza battente urta una parete metallica.

Si è visto, nella descrizione dei circuiti, che le penne di registrazione degli stimoli sono collegate alla sorgente di f.e.m. attraverso contatti chiusi da relais; l'inerzia di chiusura di questi misurerà pertanto il periodo di tempo che intercorre fra il momento nel quale si dà tensione al relais e il momento nel quale le penne iniziano la loro registrazione, potendosi ovviamente considerare contemporaneo alla chiusura del contatto che dà tensione alle penne, l'inizio della registrazione da parte di esse.

Nella descrizione dei circuiti si è visto inoltre che sono azionati contemporaneamente stimoli e relais che azionano, a loro volta, le penne di registrazione degli stimoli stessi.

Era pertanto necessario che l'inerzia di ciascuno stimolo risultasse uguale alla inerzia di chiusura del relais che aziona le rispettive penne di registrazione.

Le misure relative, meno quelle della misura dell'inerzia dello stimolo ottico, sono state fatte servendosi dello stesso apparecchio, il quale ha servito pertanto a tarare sè stesso.

Misura dell'inerzia dello stimolo acustico (martello elettromagnetico).

Nel caso del martello elettromagnetico è stato realizzato il circuito di prova rappresentato nella figura 12.

La parte della parete metallica colpita dalla mazza battente è stata isolata dal resto della parete stessa, e l'incastellatura dell'apparecchio è stata a sua volta isolata dal suo sostegno. Se due conduttori fanno capo l'uno alla incastellatura e l'altro alla parete colpita dalla mazza, essi risulteranno collegati elettricamente solo nel momento nel quale la mazza colpisce e determina l'emissione sonora.

Due penne scriventi sono inserite in modo che una riceva tensione nel momento nel quale si dà tensione all'elettromagnete che aziona la mazza battente, l'altra riceva tensione nel momento in cui la mazza urta la parete.

La distanza fra gli inizi delle registrazioni delle due penne misura l'inerzia del martello.

Variando il traferro *e*, e quindi la lunghezza del percorso della mazza, e regolando la tensione della molla *m*, è possibile regolare l'inerzia dell'insieme entro limiti abbastanza estesi.

Taratura del circuito dello stimolo acustico.

La taratura del circuito dello stimolo acustico, così come esso è stato predisposto per la misura dei tempi di reazione, è stata effettuata utilizzando pure due penne scriventi di cui una è quella stessa, *Pa*, del circuito realizzato, e l'altra, *Pm*, è stata inserita in un circuito chiuso dalla mazza battente del martello quando colpisce la parete.

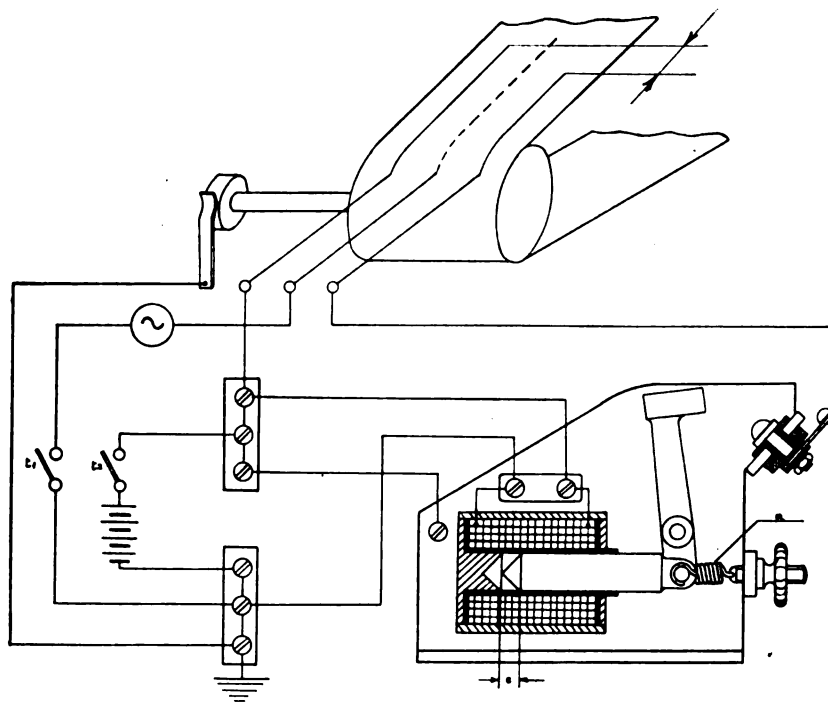



FIG. 12. — Circuito di prova per la misura dell'inerzia del martello elettro-magnetico.

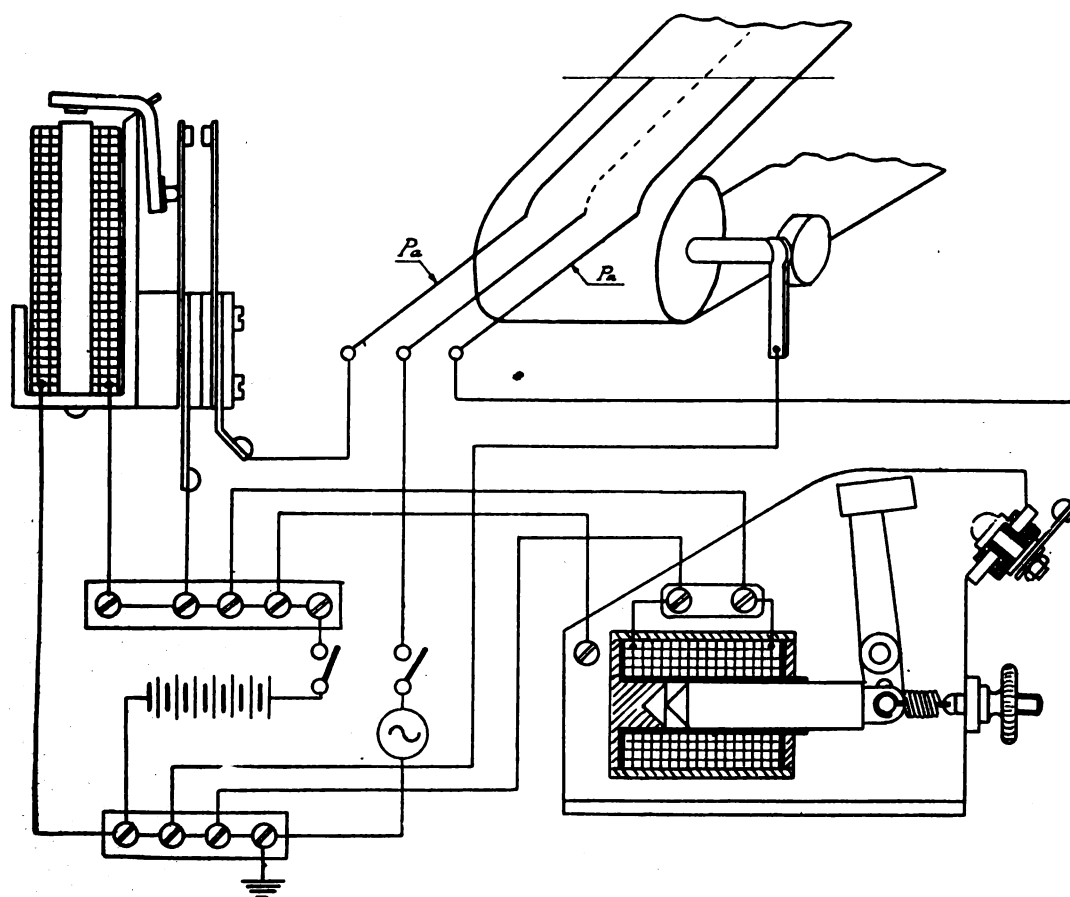



FIG. 13. — Taratura del circuito dello stimolo acustico.

La taratura è consistita nel dimensionare gli elementi costruttivi del martello, dell'elettromagnete che lo aziona, e del relais del circuito dell'apparecchio per la misura dei tempi di reazione che chiude il contatto azionante la penna scrivente dell'apparecchio stesso, in modo che le due penne inizino contemporaneamente le loro registrazioni.

Il circuito di prova relativo è rappresentato nella figura 13.

È possibile realizzare un circuito nel quale la mazza battente, nello stesso istante nel quale colpisce la placca metallica, chiude il circuito della penna di registrazione. In tal modo ci si rende indipendenti dall'inerzia del martello elettromagnetico.

Si è preferito però realizzare la soluzione prima descritta perchè più semplice.

Misura della inerzia dello stimolo ottico.

A mezzo di un oscillografo sono stati rilevati i diagrammi (1) della corrente nel filamento della lampada e (2) della corrente di una cellula fotoelettrica colpita dalle radiazioni luminose emesse dal filamento.

I due diagrammi sono riportati nella figura 14.

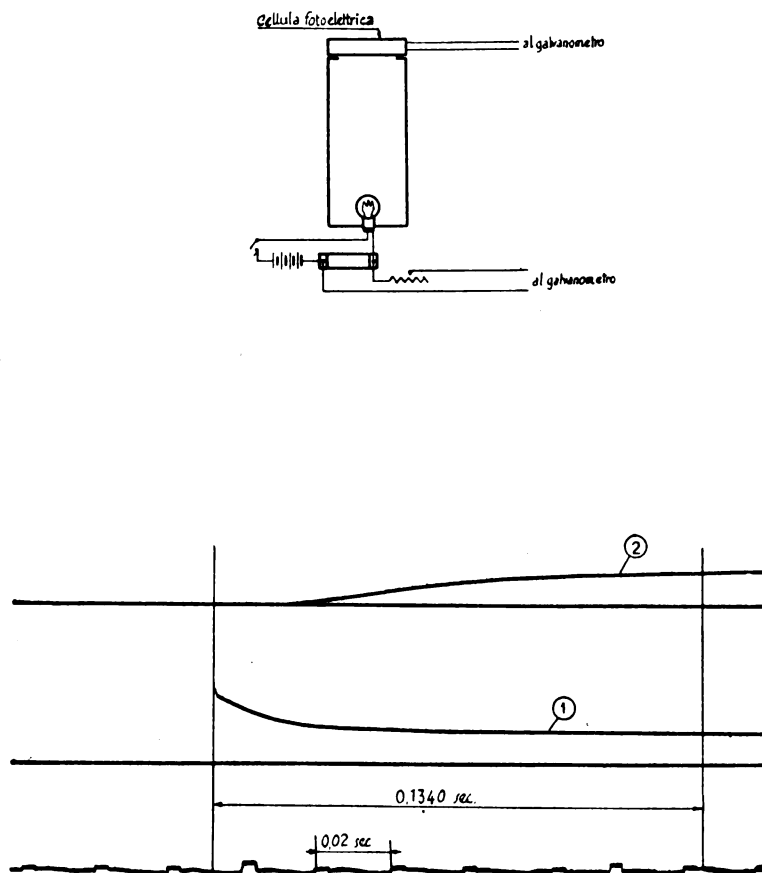



FIG. 14. — Misura dell'inerzia di una lampada elettrica a filamento metallico.

Risulta dal loro esame che:

— fra il momento in cui si dà tensione al filamento e il momento in cui questo inizia l'emissione di luce, intercorre un periodo di tre centesimi di secondo circa;

— fra il momento in cui si dà tensione al filamento e il momento in cui l'emissione luminosa raggiunge il massimo della sua intensità, intercorre un periodo di $\frac{13.4}{100}$ di secondo.

Taratura del circuito dello stimolo ottico.

La taratura è consistita nella determinazione dell'intervallo di tempo occorrente perchè il filamento dia una emissione luminosa che superi, di una quantità sicuramente percettibile, la illuminazione normale del banco di prova dell'esaminando.

Si sono poi dimensionati gli elementi costruttivi del relais dello stimolo ottico nel circuito realizzato per la misura dei tempi di reazione visivi, in modo che l'inerzia di chiusura di detto relais risulti uguale all'intervallo di tempo determinato come detto innanzi.

È possibile realizzare lo stimolo ottico con lampade al « neon », che hanno una inerzia praticamente trascurabile.

Qualora si preferisse tale soluzione, occorrerebbe dotare il relais 1 di un altro contatto per l'alimentazione separata della lampada al « neon ».

Anche in questo caso si è preferito adottare la soluzione prima descritta perchè più semplice.

Parzializzatore
(interruttore automatico rotativo a tempo regolabile).

(ved. figura 15).

È costituito da un tamburo di materiale isolante che reca sulla superficie cilindrica, ed in posizione diametrale, due piastrine (contatti) di rame che ricoprono ciascuna un arco uguale a $\frac{1}{12}$ della circonferenza del tamburo e sono collegate ad un anello continuo, anch'esso di rame, calettato ad una estremità del tamburo isolante.

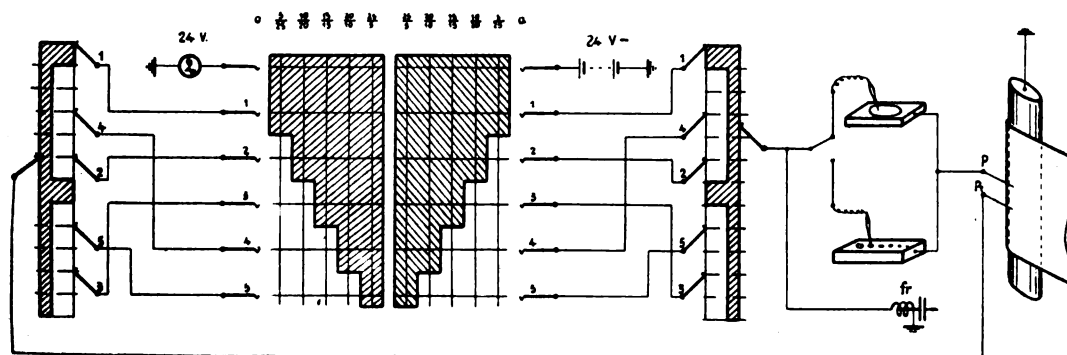



FIG. 15. — Schema del parzializzatore.

Detto tamburo, azionato mediante due meccanismi a vite perpetua posti in cascata (in modo da ridurre fortemente il numero dei giri), ruota con velocità di un giro al minuto primo tra cinque sopportini isolanti, ciascuno dei quali porta un contatto a dito, spazzolina, che striscia sul rullo nel piano mediano dei due contatti di rame.

Altro apposito sostegno isolante porta una sesta spazzolina che striscia nell'anello continuo calettato all'estremità del tamburo, ed è collegata all'apparecchio.

Opportuni collegamenti tra la sorgente di f.e.m. e le cinque spazzoline, permettono di ottenere che le durate di chiusura e di apertura del circuito collegato all'apparecchio di prova sia una frazione più o meno grande di minuto.

I vari collegamenti sopra detti sono ottenuti manovrando un apposito commutatore.

Le frazioni esposte nella figura 15, in corrispondenza di ciascuna delle posizioni del commutatore, indicano: al numeratore, la durata in secondi del periodo durante il quale il circuito risulta chiuso; al denominatore, la durata in secondi del periodo durante il quale il circuito risulta aperto.

Su uno stesso tamburo sono accoppiati due complessi come quello sopra descritto (ved. fig. 15), dei quali, nell'applicazione realizzata, uno viene inserito nel circuito delle penne di registrazione del diagramma base del tempo, l'altro nel circuito dell'apparecchio di prova e precisamente, a mezzo del commutatore *c*, o all'apparecchio per la prova di rapidità di successione dei movimenti, o a quello per la prova di fermezza della mano.

La praticità d'uso dell'apparecchio, la sua sensibilità e la sua precisione risultano ormai confermate da alcuni mesi di esercizio.

È stato pertanto deciso e condotto a termine lo studio di un circuito più completo per meglio saggiare l'attenzione distribuita.

Le caratteristiche principali del nuovo apparecchio saranno descritte a realizzazione avvenuta. Per ora si indicano solo brevemente le sue caratteristiche differenziali rispetto a quello descritto nel presente articolo:

a) emissione di cinque diversi stimoli;

b) ciascuno dei cinque stimoli può essere, secondo un ordine prestabilito a piacere, realizzato in tre differenti posizioni;

c) le reazioni convenute sono quattro e cioè l'abbassamento di due pulsanti azionati a mano e di due pedali;

d) per tre stimoli la reazione convenuta è unica (azionamento da parte dell'esaminando di un solo pulsante o di un solo pedale);

e) per il quarto stimolo la reazione convenuta è doppia (azionamento di due pedali, oppure di un pedale e di un pulsante, oppure di due pulsanti);

f) inserzione, nel circuito, di contatori i quali permettono di conoscere subito:

1) il numero di risposte esatte a ciascuno stimolo;

2) il numero totale degli errori;

3) il numero totale delle risposte mancate;

4) il numero delle sostituzioni di risposta;

5) il numero delle risposte aggiuntive;

g) nel caso di prove con stimolo emotivo, la suddivisione degli elementi sub *f*) nel periodo antecedente alla emissione del primo stimolo emotivo e nel periodo susseguente.

Nuove carrozze di III classe a sedili imbottiti costruite dalle Ferrovie dello Stato italiano per i servizi diretti internazionali

Ing. G. PEDEMONTI, per incarico del Servizio Materiale e Trazione delle F. S.

Riassunto. — Vengono brevemente descritte ed illustrate con fotografie le nuove carrozze Cz gr. 32000 destinate dalle ferrovie dello Stato Italiano ai servizi internazionali, mettendo in particolare evidenza le loro caratteristiche costruttive dal punto di vista autarchico.

Sono in corso di consegna per conto delle F. S. n. 500 carrozze nuove di cui 150 miste di I e II classe e 350 di II classe, che per le loro caratteristiche costruttive meritano particolare rilievo. Specialmente le carrozze di III classe, delle quali parleremo

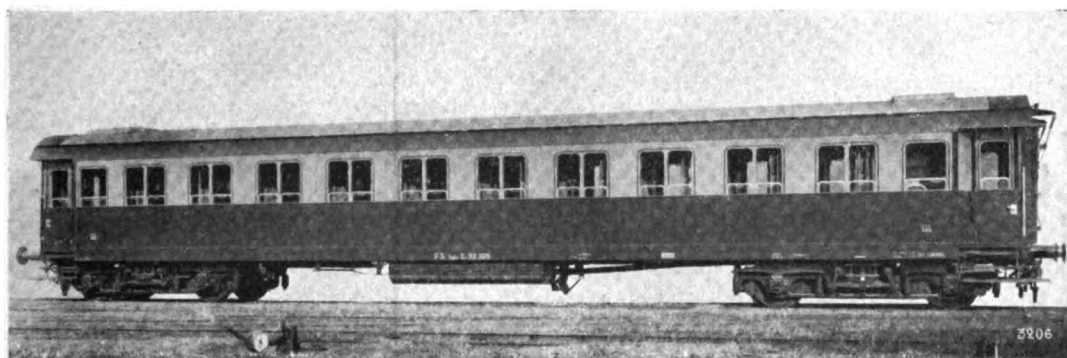



FIG. 1. — Vista esterna della carrozza

in questo articolo, presentano importanti novità sia dal punto di vista estetico nell'interno dei compartimenti, sia per i tipi di sedili adattati a maggior conforto dei viaggiatori, sia ancora per i materiali impiegati.

Esse sono state studiate nell'intento di creare un tipo di carrozza che, pure mantenendo una conveniente caratteristica di semplicità, fosse accogliente e specialmente adatta per rendere il meno possibile disagevoli i lunghi viaggi del servizio diretto con l'Estero anche ai viaggiatori di III classe.

Allo scopo, in luogo dei sedili di legno finora usati per detta classe, sono stati adottati dei sedili imbottiti come quelli ultimamente sperimentati con buon risultato sopra un limitato numero di carrozze (ABCz) di recente costruzione.

Essi sono caratterizzati dalla forma speciale dello schienale che ha una interruzione a metà altezza, con l'appoggiatesta. Questa particolarità ha consentito di dare al sedile una forma bene accogliente e di ridurre il suo ingombro al minimo.

Il sedile, i braccioli e lo schienale sono rivestiti di velluto rigato marrone; l'appoggiatesta è rivestito invece di pegamoide rosso-marrone scuro, come pure la parete che forma l'interruzione fra lo schienale e l'appoggiatesta. Tale rivestimento in pega-

moide permette una facile pulizia della parte del divano che più facilmente è soggetta ad insudiciarsi.

Tanto il sedile che lo schienale e l'appoggiatesta sono imbottiti.

Inoltre i compartimenti sono stati fatti più ampi di quelli normali, e sono stati resi di aspetto più gaio aumentando la loro luminosità con finestre bifore verso l'esterno e vetri fissi sulla parete interna del corridoio, applicando delle cappelliere a rete in luogo di quelle a stecche di legno, ed adornando le pareti con numerose bellissime fotografie turistiche sistemate in opportune cornici di materia plastica.

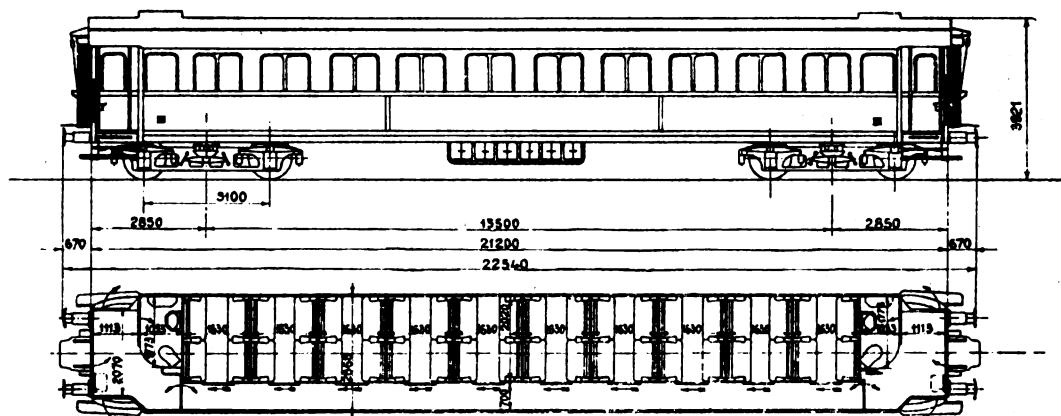



Fig. 2. — Schema della disposizione dei vari ambienti della carrozza.

Il rivestimento delle pareti è fatto con linoleum color rosso mattone, fissato in parte con cornici di lega d'alluminio lucidate per dare maggiore risalto e gaiezza all'ambiente. Allo stesso scopo anche tutti gli accessori ed oggetti di corredo in anticorodal (maniglie, scorrimano, cappelliere, lampadari, ecc.) sono stati lasciati col metallo in vista opportunamente lucidato.

Come si è detto più sopra, le carrozze di III classe in corso di consegna sono 350; esse sono tutte eguali fra loro ad eccezione di 50 che si differenziano dalle altre perchè rese adatte a ricevere un'apposita attrezzatura amovibile di brande per permettere ai viaggiatori, in casi di trasporti speciali, di riposare coricati durante la notte. Esse sono specialmente destinate al trasporto degli sciatori che si recano o ritornano dai campi di neve.

In ciascun compartimento così attrezzato possono prendere posto, coricandosi vestiti, 6 viaggiatori, due sui divani e quattro sui teli delle 4 brande.

L'attrezzatura per le brande può essere montata e smontata con tutta facilità dalle stazioni dei treni in partenza.

Quando dette carrozze non vengono attrezzate, possono essere utilizzate come le altre carrozze normali dello stesso tipo a sedili imbottiti, perchè si differenziano da esse solo per la forma del cielo del compartimento e del portabagagli che è semplice anzichè doppio.

A differenza di quanto si praticava in passato, i compartimenti hanno due lampadine elettriche anzichè una sola.

La fig. 1 illustra la vista esterna della carrozza.

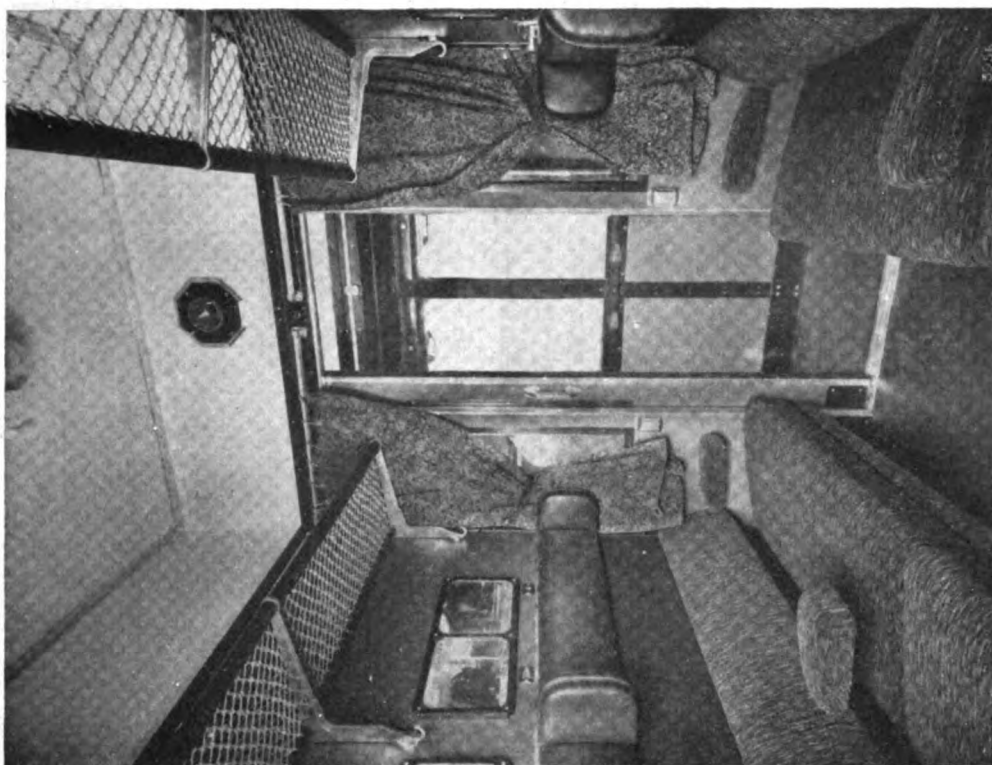



FIG. 4. — Vista del compartimento (lato corridoio)

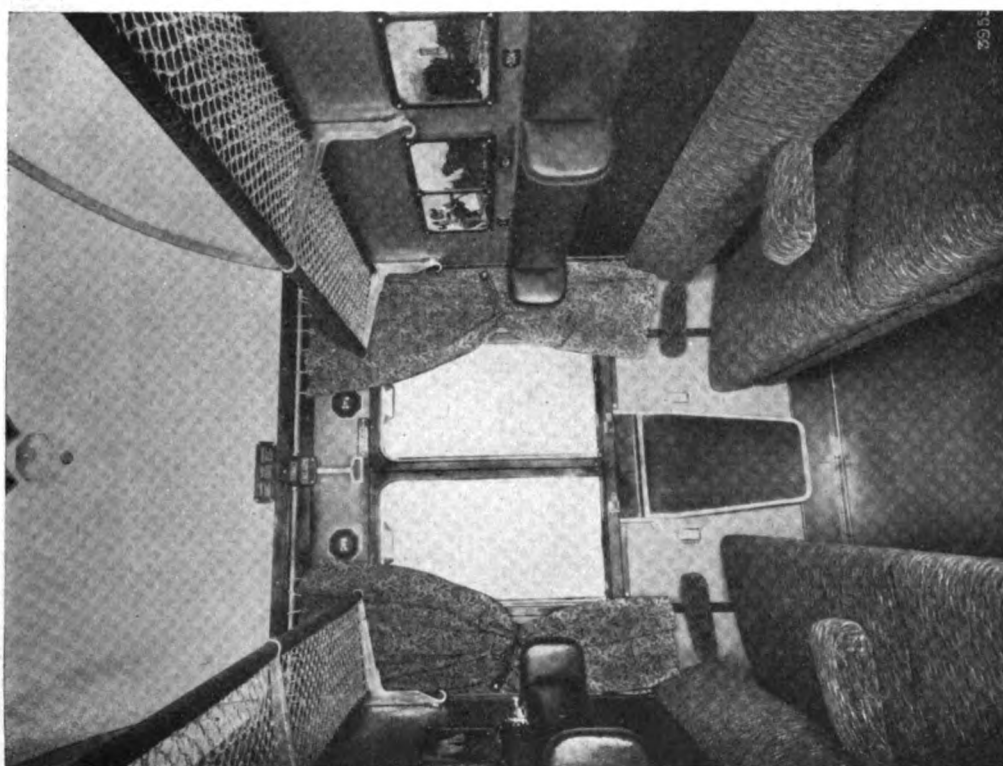



FIG. 3. — Vista del compartimento (lato parete esterna)

CARATTERISTICHE PRINCIPALI.

Lunghezza della carrozza fra i piatti dei respingenti	mm.	22.540
Lunghezza della cassa della carrozza	»	21.200
Larghezza della cassa fra le lamiere esterne delle pareti laterali.	»	2.868
Distanza fra i perni dei carrelli	»	15.500
Distanza fra gli assi di uno stesso carrello	»	3.100
Lunghezza dei compartimenti	»	1.630
Larghezza dei compartimenti	»	2.020
Larghezza del corridoio	»	700
Numero dei compartimenti		10
Numero dei posti		80
Tara media a vuoto	Tonn.	40
Tara media in assetto di servizio	Tonn.	41,800

La fig. 2 illustra in pianta lo schema della disposizione dei vari ambienti.

I carrelli sono del tipo già sperimentato con buon risultato sulle carrozze di più recente costruzione; esso ha il passo di metri 3,10 e la traversa oscillante che appoggia sopra due molle a balestra disposte in senso longitudinale.

Tutte le carrozze sono munite del nuovo freno automatico tipo Breda, di dispositivo « Scarico diretto - Scarico graduale » e di dispositivo per la frenatura ad Alta velocità, nonchè di freno non automatico.

La decorazione interna è caratterizzata dal fatto che nessuna parte di legno è in vista, essendo le parti ricoperte di linoleum dal pavimento all'imposta del cielo; si è così potuto realizzare la possibilità di costruirne l'ossatura con soli legnami di essenza nazionale, come l'abete, o la quercia rovere in luogo del teack o di altri legni esotici.

Nella costruzione di queste carrozze si è avuto cura di dare il massimo sviluppo possibile all'impiego di materiali di produzione esclusivamente italiana allo scopo di seguire nella misura più larga possibile il programma dell'autarchia. La scelta di tali materiali per le varie pplicazioni è stata fatta con criteri pratici, perchè ogni particolare è stato studiato avendo presente i risultati ottenuti in prove allo scopo già predisposte in un numero limitato di precedenti costruzioni.

In modo particolare si è tenuto presente la necessità di ridurre al minimo possibile l'impiego dei metalli di valore, come il bronzo ed il rame, sostituendoli, o con leghe di alluminio e zinco, o con materie plastiche.

In queste carrozze per la prima volta sono state messe in opera delle parti decorative costruite in materie plastiche (fenoplasti ed aminoplasti) che rappresentano per le nostre costruzioni ferroviarie un'assoluta novità.

Sono state fatte in resine sintetiche precisamente le seguenti parti:

1) I tavolinetti ribaltabili dei compartimenti.
2) Le ciambelle ed i coperchi dei cantieri.
3) Tutte le cornici degli specchi, delle fotografie e degli avvisi al pubblico.
4) Gli aspiratori.
5) Le basi dei lampadari e delle lampade dei cieli.
6) Le coppe dei lampadari e delle lampade.
7) I coperchi delle scatole del segnale d'allarme.
8) Tutti i cartellini.
9) La cornice e lo sportello degli armadietti per gli asciugamani.

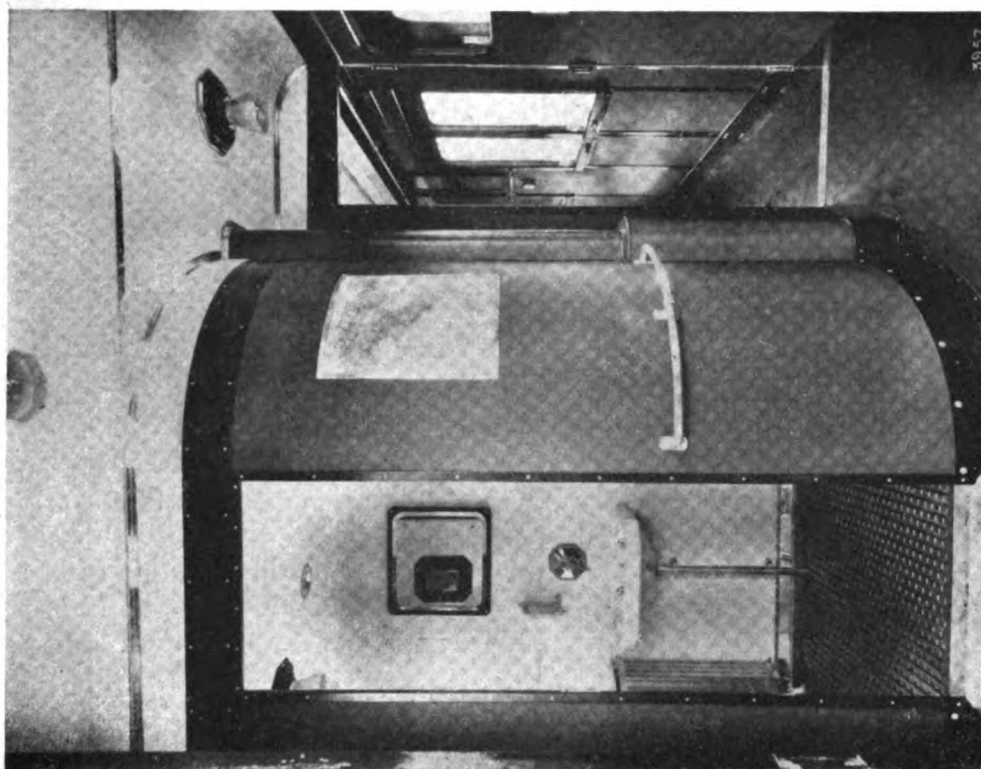



Fig. 6. — Vista del vestibolo e vista ritirata.

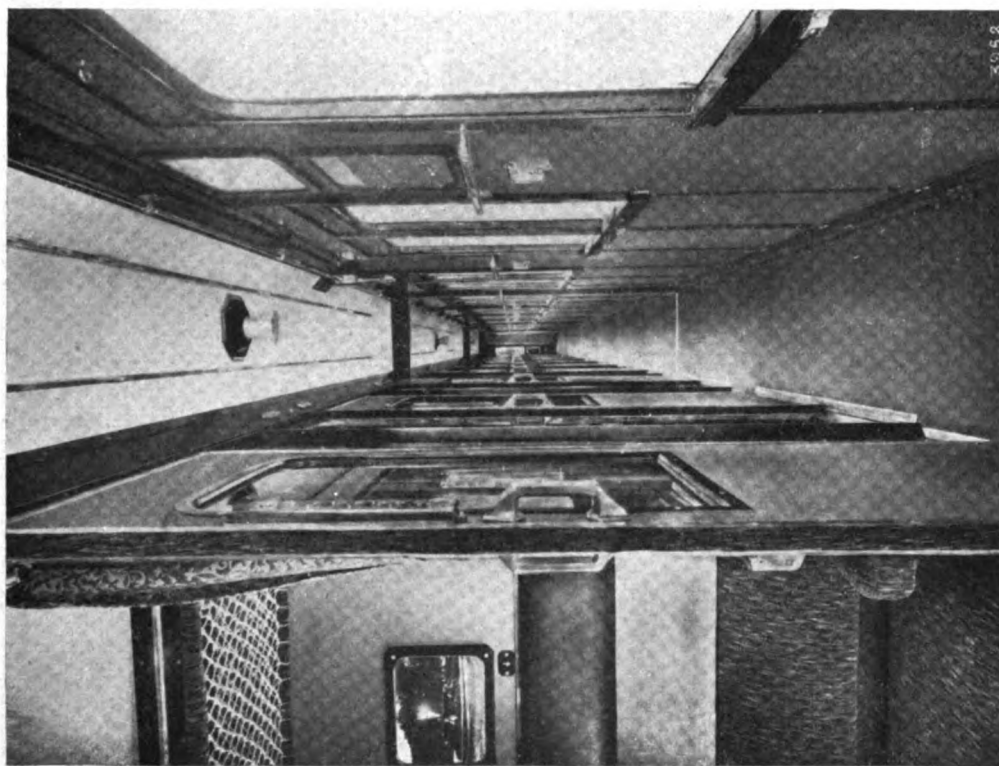



Fig. 5. – Vista del corridoio.

In particolare i risultati complessivi ottenuti dal punto di vista autarchico, nella costruzione di dette carrozze sono riassunti nel seguente specchietto:

MATERIALI A SCOPO AUTARCHICO IMPIEGATI IN OGNI CARROZZA.

a) *Alluminio e sue leghe.* — Kg. 3600 circa in sostituzione di materiali ferrosi, di legnami di essenza esotica e di Kg. 460 circa di bronzo e di Kg. 500 circa di ottone.

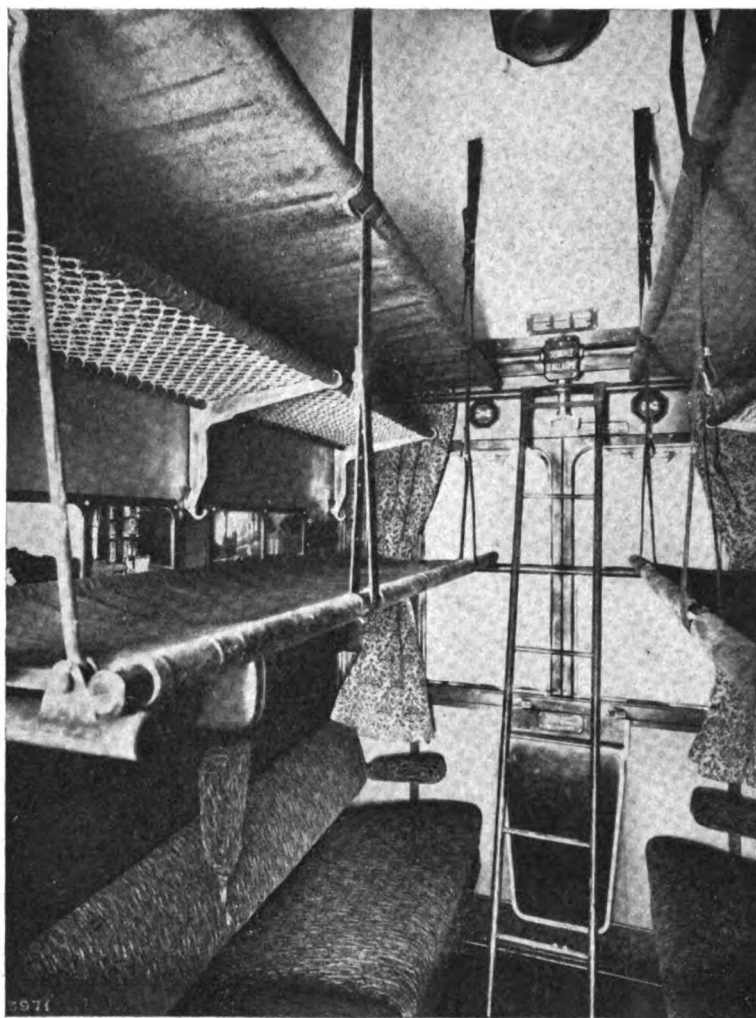



FIG. 7. — **Compartimento attrezzato con brande.**

b) *Materiali plastici* (resine sintetiche). — Kg. 150 circa in sostituzione di vari altri materiali fra i quali Kg. 50 di bronzo.

c) *Legnami di essenza nazionale* (rovere, olmo, abete, larice). — m³. 2,800 circa in sostituzione di altrettanti metri cubi di legnami di essenza esotica.

d) *Ottone.* — Kg. 290 circa in sostituzione di Kg. 315 circa di rame.

In conseguenza, agli effetti autarchici, l'impiego del *bronzo,* del *rame* e dell'*ottone* è stato ridotto per ogni carrozza come è indicato appresso:

Bronzo: da Kg. 650 a Kg. 140 (78 %)
Rame: da Kg. 320 a Kg. 6 (98 %)
Ottone: da Kg. 575 a Kg. 365 (31 %)

e quindi si è risparmiato complessivamente per la fornitura delle 350 carrozze Cz:

Tonn. 178,5 circa di bronzo,

Tonn. 110,2 circa di rame,

Tonn. 73,5 circa di ottone.

Tale risparmio sarà proporzionalmente realizzato anche sulle 400 carrozze dello stesso tipo, ordinate recentemente, perchè in esse l'impiego dei materiali autarchici non solo è stato mantenuto, ma è stato ulteriormente esteso ottenendo dei risultati particolarmente importanti nella sostituzione delle lamiere di ottone delle casse acqua e dei ripari sotto le finestre con lamiere di zinco.

Si prevede che sarà così ridotto di 200 kg. circa il peso dell'ottone in opera in ogni carrozza e che pertanto si avrà, per l'intera fornitura delle 400 carrozze, un maggiore risparmio di 80 tonn. di ottone, con l'impiego di circa 96 tonn. di zinco.

Le figure 3, 4, 5, 6 illustrano le viste interne dei vari ambienti della carrozza e precisamente, i compartimenti, il corridoio, il vestibolo e la ritirata.

La figura 7 illustra la vista interna di un compartimento attrezzato con brande.

Lo sviluppo delle ferrovie dello Stato giapponesi.

Esercizio	Lunghezza esercitata (Km.)	Viaggiatori trasportati (migliaia)	Traffico merci (migliaia di tonn. metriche)	Prodotti del traffico (migliaia di yen)	Spese d'esercizio (migliaia di yen)	Beneficio dell'esercizio (migliaia di yen)	Capitale investito (migliaia di yen)	Rapporto del beneficio al capitale %	Coefficiente d'esercizio %
1887–1888	393	5.919	578	1.698	677	1.021	26,2	3,9	40
1896–1897	1.010	22.750	1.286	8.273	3.815	4.458	51,7	8,6	46
1906–1907	4.977	47.566	7.742	35.178	18.247	17.231	465,0	—	51
1916–1917	9.426	197.043	42.774	111.255	61.163	80.092	1.108,0	7,2	43
1926–1927	12.861	740.333	74.780	484.082	270.839	213.243	2.688,6	8,5	56
1928–1929	13.691	847.300	79.762	529.131	300.707	228.424	3.109,0	7,9	57
1929–1930	14.148	862.939	77.224	517.791	304.142	213.649	3.285,1	6,9	59
1935–1936	17.138	985.041	81.039	544.534	329.537	214.997	3.938,2	5,7	61
1936–1937	17.530	1.058.630	89.342	598.171	354.420	243.751	4.089,6	6,2	69

La determinazione del fosforo nei carboni per uso metallurgico

Dott. A. ACCARDO, del R. Istituto Sperimentale delle Comunicazioni di Roma - Sezione Ferroviaria

Riassunto. — A seguito di una precedente comunicazione sulla determinazione del fosforo nei carboni contenenti vanadio, si descrive un nuovo procedimento applicabile sia in presenza di vanadio che in presenza di titanio. La quantità di questo elemento, calcolato come TiO_2, non deve essere maggiore di 10 % rispetto al peso delle ceneri.

In una mia precedente comunicazione (1) ho riferito che il metodo proposto dal Laboratoriumsvorschriften des Kokereiausschusses (2) per la determinazione del fosforo nei carboni per uso metallurgico non è consigliabile quando tali carboni contengono vanadio o vanadio e titanio. In presenza di vanadio, si ottengono per il fosforo valori più bassi del teorico perchè il vanadio può precipitare assieme al fosforo sotto forma di vanadofosfomolibdato di colore arancione, parzialmente solubile nel liquido di lavaggio.

La presenza contemporanea di vanadio e titanio rende ancora più rilevanti tali errori perchè, oltre all'azione nociva del vanadio, interferisce anche l'azione inibitrice del titanio. Questo elemento poi, se è presente in quantità rilevanti, può precipitare assieme al fosforo sotto forma di fosfato di titanio bianco, insolubile in ammoniaca e che pertanto può sfuggire alla osservazione dell'analista quando il procedimento analitico richiede una riprecipitazione del fosforo dopo aver disciolto in ammoniaca il fosfomolibdato ottenuto nella prima precipitazione. J. W. Mellor (3) riferisce infatti il caso di perdite di fosforo fino al 13 % in P_2O_5 in presenza di di g. 0,008 di acido titanico.

Per evitare le cause di errore dovute alla presenza di vanadio, ho consigliato di effettuare la precipitazione del fosforo, in determinate condizioni di temperatura e concentrazione di reattivi, dopo riduzione del vanadio a sale di vanadile con l'impiego di acido solforoso. Il metodo così da me esposto consente una esatta determinazione del fosforo in presenza di quantità preponderanti di vanadio ed anche in presenza di quantità di titanio non superiore a 0,2 % rispetto al peso delle ceneri. Mi riservavo però di riferire su alcune esperienze in corso i cui risultati mi lasciavano prevedere la possibilità di elaborare un nuovo metodo, che, pur evitando le cause di interferenza del vanadio, fosse altresì applicabile in presenza di maggiori quantità di titanio.

---

(1) *Atti del XVII Congresso di Chimica Industriale*. Parigi, 1937. Vedi anche: « Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane », vol. LIV, n. 5 (novembre 1938).

(2) *Phosphorbestimmung in Kohle und Koks*, LV, 4-9-1, 1937.

(3) *A Treatise on Quantitative Inorganic Analysis*. Charles Griffin e Co., Ltd., London, 1913.

In genere, quando la sostanza da sottoporre all'analisi contiene più di 0,2 % di titanio, è consigliabile una preventiva separazione di questo elemento, per fusione con carbonato sodico, prima di procedere alla determinazione del fosforo. Il metodo consigliato invece dalla Britisch Standards Institution (1) prescrive di fare la determinazione del fosforo in presenza di titanio operando però con reattivi di opportuna concentrazione e con speciali accorgimenti. In tali condizioni è possibile ottenere risultati sufficientemente esatti anche quando la quantità di titanio presente è di circa 10 % calcolato come TiO_2.

Tutti i metodi suddetti però, o non tengono conto delle interferenze dovute alla probabile presenza di vanadio, o rimandano ad altri procedimenti spesso molto lunghi e difficoltosi.

Ho ritenuto pertanto utile lo studio del seguente metodo di applicazione generale sia in assenza che in presenza di vanadio e titanio o di uno soltanto di questi elementi.

Come materiale di prova ho impiegato soluzione titolata di fosfato sodico purissimo, miscela sintetica di composizione pressochè analoga a quella di una cenere di carbone e ceneri di carbone. Su tali sostanze, prese singolarmente e opportunamente mescolate, ho proceduto alle seguenti serie di prove sia in assenza che in presenza di quantità variabili di vanadio e titanio:

1) Prove su soluzione titolata di fosfato sodico purissimo il cui titolo in fosforo era stato preventivamente determinato col metodo di B. Schmitz a caldo (2): la soluzione posta in crogiolo di platino è stata evaporata a secco; nel residuo, ripreso con 15 cc. di HNO_3 (d. 1,20), come è indicato avanti nel metodo dopo l'eliminazione della silice e dell'acido fluoridrico, si è determinato il fosforo seguendo tutte le altre indicazioni del metodo stesso.

2) Prove come è indicato al precedente N. 1, con aggiunta di quantità note di vanadio o di vanadio e titanio.

3) Prove su miscela sintetica di composizione approssimativamente analoga a quella di una cenere di carbone. Tale miscela, in quantità corrispondente a g. 10 di carbone con circa 5 % di ceneri, aveva la seguente composizione ed era assolutamente esente di fosforo:

Silicato di alluminio . . .	gr.	0,4
Solfato di calcio	»	0,1
Solfato ferrico	»	0,01

Alla miscela finemente porfirizzata, posta in crogiolo di platino, sono state aggiunte quantità variabili di soluzione titolata di fosfato sodico e, dopo evaporazione a secco su b. m., si è proceduto alla determinazione del fosforo operando come è indicato avanti, nel metodo, a partire dalla pesata delle ceneri.

4) Prove come è indicato al precedente N. 3, sulla stessa miscela sintetica, alla quale, oltre la soluzione di fosfato sodico, sono state aggiunte quantità variabili di vanadio o di vanadio e titanio.

---

(1) *Britisch Standard Methods for the ultimate analysis of coal and coke*, N. 687, 1936.

(2) F. P. TREADWELL: *Chimica Analitica*, vol. II, p. 456, 1929.

Prove su soluzioni di fosfato sodico

P aggiunto g.	V aggiunto	Ti aggiunto gr.	P trovato g.	Errore g.	Errore su 100 parti di carbone
0,0008955			0,0009289	+ 0,0000334	+ 0,000334
0,0008955			0,0008925	— 0,0000030	— 0,00003
0,001119			0,0011372	+ 0,0000182	+ 0,000182
0,001119			0,001110	— 0,000009	— 0,00009
0,002238			0,0022041	— 0,0000339	— 0,000339
0.002238			0,0022041	— 0,0000339	— 0,000339
0,004477			0,0044262	— 0,0000508	— 0,000508
0,004477			0,004444	— 0,000033	— 0,00033
0,0008955	0,0014		0,00087728	— 0,00001822	— 0,0001822
0,0008955	0.0021		0,00087728	— 0,00001822	— 0,0001822
0,002238	0,0028		0,002184	— 0,000054	— 0,00054
0,002238	0,0028		0,002256	+ 0'000018	+ 0,00018
0,0008955	0,0021	0,01	0,0008925	— 0,00003	— 0,0003
0,0008955	0,0021	0,01	0,0008925	— 0,00003	— 0,0003
0.001119	0,0028	0,02	0,001082	— 0,000037	— 0,00037
0,002238	0,0028	0,02	0,0022041	— 0,0000339	— 0,000339
0,004477	0,0035	0,03	0,0044262	— 0,0000508	— 0,000508
0,004477	0,0035	0,03	0,004513	+ 0,000036	+ 0,00036

5) Prove su ceneri di carbone esenti da vanadio e titanio: su tali ceneri si è proceduto in un primo tempo alla determinazione del fosforo; successivamente si è proceduto ad una seconda determinazione di tale elemento dopo aggiunta di quantità note di altro fosforo e di vanadio e titanio.

Metodo: La cenere del carbone viene accuratamente porfirizzata in mortaio di agata fino a ridurla in polvere impalpabile e si calcina poi leggermente a circa 800° C. Dopo raffreddamento, si pesano g. 0,5 di cenere in un crogiolo di platino della capacità di circa 40 cc., si inumidiscono con poche gocce di acqua, vi si aggiungono cautamente 5 cc. di HF (d. 1,13) purissimo e si evapora a secco su bagno d'aria calda. Si ripete ancora una volta il trattamento con 5 cc. di HF e poscia, sempre evaporando a secco, si tratta due volte con una miscela di 5 cc. di HF e 10 cc. di HNO_3 (10 cc. alla volta) allo scopo di eliminare completamente le tracce di HF. Si deve evitare un riscaldamento a temperatura elevata o troppo prolungata che produrrebbe la formazione di sali basici difficilmente solubili in HNO_3. Il residuo si riprende con 15 cc. di HNO_3 (d. 1,20), si scalda un po' su b. m. e si travasa in un beker da 400 cc. lavando bene il crogiolo con acqua calda. Si scalda poi, agitando, fino a completa soluzione, si aggiungono 12 cc. di H_2SO_4 diluito (1 : 1 in volume) e si evapora su b. m. sino quasi a secchezza. Al residuo ancora caldo si aggiungono 15 cc. di una soluzione satura di SO_2, si agita per qualche minuto, si

Prove su miscela sintetica

P aggiunto g.	*V* aggiunto g.	*Ti* aggiunto gr.	*P* trovato g.	Errore g.	Errore su 100 parti di carbone
0,001119			0,00111	— 0,000009	— 0,00009
0,001119			0,00115	+ 0,000031	+ 0,00031
0,002238			0,002240	+ 0,000002	+ 0,00002
0,002238			0,002240	+ 0,000002	+ 0,00002
0,004477			0,004485	+ 0,000008	+ 0,00008
0,004477			0,004517	+ 0,00004	+ 0,0004
0,004477			0,004437	— 0,00004	— 0,0004
0,001119	0,0014	0,01	0,00111	— 0,000009	— 0,00009
0,001119	0,0014	0.01	0,0011	— 0,000019	— 0,00019
0,002238	0,0028	0,02	0,002185	— 0,000053	— 0,00053
0,002238	0,0042	0,02	0,002175	— 0,000063	— 0,00063
0,004477	0,0042	0,03	0,004492	+ 0,000015	+ 0,00015
0,004477	0,0070	0,03	0,004397	— 0,000086	— 0,00086
0,004477	0,007	0,03	0,004428	— 0,000049	— 0,00049

diluisce con 40 cc. di acqua e si scalda all'ebollizione, agitando continuamente, per portare tutti i sali in soluzione. L'ebollizione deve essere prolungata per 3-5' per scacciare l'eccesso di anidride solforosa. Si lascia raffreddare la soluzione e si neutralizza con ammoniaca fino ad incipiente intorbidamento che si elimina subito per aggiunta di poche gocce di HNO_3 (d. 1,20). Vi si aggiungono ora g. 30 di nitrato ammonico solido, si agita sino a soluzione, si lavano le pareti del beker con pochi cc. di acqua ed alla soluzione fredda si aggiungono, a getto sottile, 35-40 cc. di reattivo molibdico (1). Si scalda su piccola fiamma, agitando continuamente, fino a 50-55° C.; si aggiungono ora 10 gocce di HNO_3 (d. 1,42) freddo e, sempre agitando, si tiene ancora per 5' su piccolissima fiamma in modo da mantenere la temperatura pressochè costante. Si sospende il riscaldamento, si agita energicamente per altri 5' e si lascia in riposo una notte. Dopo di ciò si filtra per decantazione su filtro lento da 12 cm. di diametro e si lava il residuo per decantazione cinque volte, con 25 cc. alla volta, di un liquido di lavaggio preparato sciogliendo g. 20 di nitrato ammonico in 400 cc. di acqua e 16 cc. di HNO_3 (d. 1,20). Di volta in volta bisogna aver cura di lavare anche il bordo superiore del filtro servendosi di una pipetta con pochi cc. dello stesso liquido di lavaggio. Tutto il precipitato, a mezzo di un sottile getto di liquido, si porta ora sul filtro e si tratta con 10 cc. di ammoniaca (d. 0,910), aggiunta poco alla

(1) Gr. 100 di acido molibdico puro si sciolgono in una miscela fredda di cc. 80 di ammoniaca (d. 0,88) e 400 cc. di acqua. La soluzione limpida si versa lentamente ed agitando in una miscela di 400 cc. di HNO_3 (d. 1,42) e 600 cc. di acqua; si tratta poi con mg. 50 di fosfato sodico sciolto in pochi cc. di acqua, si scalda fino a 65° C. agitando e si lascia in riposo una notte. La soluzione limpida sovrastante si separa per decantazione e si filtra.

Prove su ceneri di carbone

P trovato su g. 0.5 di cenere g.	*P* aggiunto g.	*P* totale g.	*V* aggiunto g.	*Ti* aggiunto g.	*P* trovato g.	Errore g.	Errore su 100 parti di carbone
0,00082865							
0.00081388							
0.0007955							
Media							
0.000816	0,000447	0.001263	0.0014	0,02	0.001275	+ 0,000012	+ 0,00012
0,000816	0,000447	0,001263	0,0028	0,02	0,001311	+ 0,000048	+ 0,00048
0.000816	0,000447	0.001263	0,0028	0,02	0.001178	— 0,000087	— 0,00087
0,004889							
0,004863							
0,004910							
Media							
0,00489	0,000447	0,005337	0.0054	0,03	0.005386	+ 0,000049	+ 0,00049
0,00489	0,000447	0,005337	0,0054	0.03	0,005316	— 0,000021	— 0,00021
0.00489	0.000447	0.005337	0.0054	0,03	0,0054	+ 0,000063	+ 0,00063
0,00356							
0,00360							
0,00362							
Media							
0,00359	0,000447	0,004037	0,0054	0,02	0.00399	— 0,000047	— 0,00047
0,00359	0,000447	0.004037	0,0054	0,02	0.004069	+ 0.000032	+ 0.00032
0,00359	0,000447	0.004037	0,0054	0,02	0,003984	— 0,000053	— 0.00053

volta, facendola scorrere lungo il bordo e le pareti del filtro e raccogliendo il filtrato nel beker di precipitazione; si lava tre volte con acqua calda.

Se il filtrato è torbido, si torna a filtrare sullo stesso filtro, sino a limpidità, prima di procedere al lavaggio con acqua.

Il filtro si tratta ancora una volta con 10 cc. di ammoniaca (d. 0,910), si lava con 20 cc. di una soluzione calda al 30 % di nitrato ammonico e poi con poca acqua calda fino ad un un volume totale del filtrato non superiore a 100 cc. Si addizionano ora 2 cc. di una soluzione al 3 % di molibdato ammonico (filtrata), si scalda a 55-60° C. e si aggiunge, a gocce, dell'HNO_3 (d. 1,42) già riscaldato a 50° C., agitando energicamente, fino ad inizio di precipitazione. Si aggiungono ancora 15-20 gocce dello stesso HNO_3, si agita per 5′ e si lascia in riposo almeno 3 ore. Dopo di ciò si filtra per decantazione attraverso un filtro lento da 9 cm. di diametro, si lava il precipitato due volte, sempre per decantazione, con una soluzione fredda di nitrato potassico al 0,1 % e si porta tutto il precipitato sul filtro lavando bene questo ed il beker di precipitazione. Il lavaggio è ultimato quando 10 cc. di filtrato, addizio-

nati di 1-2 gocce di soluzione di fenolftaleina, danno una reazione nettamente alcalina con una goccia di soluzione N/10 di NaOH.

In genere in ogni lavaggio non si debbono impiegare più di 15 cc. di liquido e 4-5 lavaggi debbono essere sufficienti.

Per evitare ossidazioni occorre mantenere il precipitato sul filtro costantemente umido.

A lavaggio ultimato, si porta il filtro con tutto il precipitato nello stesso beker di precipitazione, vi si aggiungono 20 cc. di soluzione N/10 di NaOH e 20 cc. di acqua fredda precedentemente bollita e si procede alla determinazione volumetrica del fosforo con le solite norme, titolando cioè l'eccesso di NaOH con HNO_3 N/10.

I risultati ottenuti sono esposti nelle precedenti tabelle.

Allo scopo di stabilire il limite di errore riferibile a 100 parti di carbone si suppone che il fosforo trovato nelle singole determinazioni sia quello proveniente da g. 10 di carbone con circa 5 % di cenere.

CONCLUSIONI

La determinazione del fosforo con l'impiego del metodo sopraesposto è sufficientemente esatta anche in presenza di vanadio e titanio.

L'azione dannosa del vanadio viene eliminata con la riduzione di tale elemento a sale di vanadile prima di effettuare la precipitazione del fosforo. L'impiego di reattivi di concentrazione appropriata (reattivo molibdico, nitrato ammonico ecc.) e le condizioni ambientali in cui si opera (temperatura e acidità) evitano l'interferenza del titanio quando questo elemento, calcolato come TiO_2, è presente in quantità non superiore al 10 % rispetto al peso delle ceneri.

Il limite di errore, in genere, non è superiore a ± 0,0005 % del fosforo presente nel carbone.

I prodotti del traffico delle ferrovie inglesi nel 1938.

	Great Western	London Midland Scottish	London and North Eastern	Southern
Prodotti nel 1938:				
Viaggiatori in migliaia di sterline . .	11.399	26.940	17.491	16.901
Merci » » » » . .	9.559	23.060	16.284	3.139
Carbone e coke » » » » . .	5.575	13.194	12.391	1.601
Totale » » » » . .	26.533	63.194	46.166	21.641
Differenza rispetto al 1937:				
Viaggiatori in migliaia di sterline . .	— 65	+ 6	— 104	+ 23
Merci » » » » . .	— 855	— 2.794	— 1.630	— 154
Carbone e coke » » » » . .	— 324	— 415	— 716	— 28
Differenza totale in migliaia di sterline	— 1.244	— 3.203	— 2.450	— 159
Differenza totale per cento	4,5	4,8	5	0,7

In totale i prodotti del 1938 ammontano a circa 158 milioni di sterline con una riduzione, rispetto al 1937, di 7 milioni, ossia del 4,3 per cento.

Se però si considerano i prodotti per settimana, si trova una riduzione percentuale crescente rispetto al 1937. Nell'ultima settimana si è avuta una riduzione di 274 mila sterline, cioè del 10,5 per cento.

LIBRI E RIVISTE

La sigla (B. S.) preposta ai riassunti contenuti in questa rubrica significa che i libri e le riviste, cui detti riassunti si riferiscono, fanno parte della Biblioteca del Collegio Nazionale degli Ingegneri ferroviari italiani, e come tali possono aversi in lettura, anche a domicilio, dai Soci del Collegio, facendone richiesta alla Segreteria.

(B. S.) Nuovi carri piatti interamente saldati (*Railway Age*, 17 dicembre 1938).

Nelle officine di Milwaukee della « Chicago, Milwaukee, St. Paul & Pacific » è in costruzione una serie di 500 carri piatti interamente saldati, aventi le seguenti caratteristiche:

Lunghezza fra i respingenti	m.	16,20
Portata	Tn.	50
Tara	Tn.	20

Nel progettare questo tipo di carri, ci si è preoccupati non solo di aderire alle norme dell'Association of American Railroad, ma anche di soddisfare il meglio possibile le esigenze degli

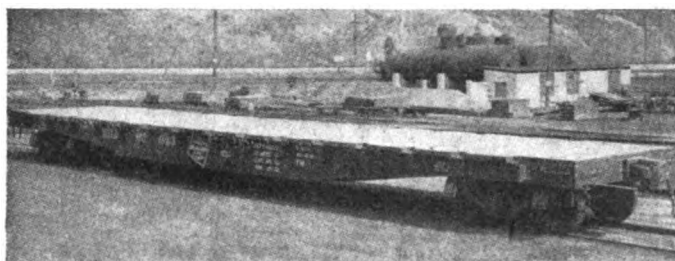



FIG. 1.

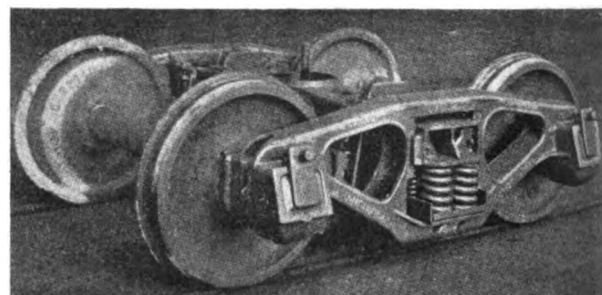



FIG. 2.

spedizionieri che utilizzano tal genere di carri, e di conseguire il minimo costo di costruzione e di manutenzione.

Il carro è stato disegnato seguendo il criterio della costruzione in serie mediante saldatura.

Sono stati adoperati profilati e barre normali di acciaio a basso tenore di carbonio. A causa dello spessore delle membrature, sono stati utilizzati cordoni di saldatura da 6 a 8 mm. nelle parti principali e da 4 mm. in quelle secondarie. La saldatura è stata eseguita sia con macchina a trasformatore che con gruppi elettrogeni.

Interessante è l'organizzazione della costruzione studiata in base alla pratica acquisita dall'officina nei precedenti lavori e basata sul concetto di costruire le varie parti in luoghi separati, poi procedere sistematicamente al progressivo collegamento per il montaggio, e infine applicare i ganci, i freni e gli accessori. Solo i carrelli vengono costruiti separatamente.

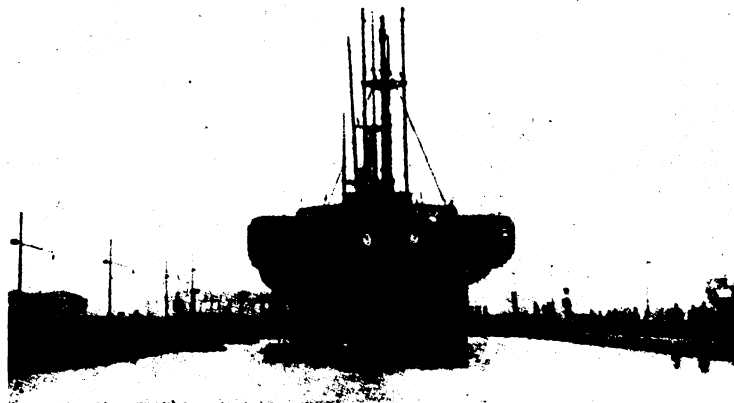
La sella centrale comprende due travi, composite, costruite su un banco che ne comprende due, in modo che mentre se ne prepara una, l'altra viene saldata. Tale sistema permette un'utilizzazione quasi continua dell'apparecchiatura per saldare. Le due travi vengono quindi portate da un argano su un banco di montaggio, ove vengono saldate a una piastra di copertura frontale mentre vengono applicati i traversi e gli accoppiatori. Anche questo banco contiene due membrature. Ciascuna sella laterale comprende un'anima sagomata e una tavola inferiore angolare, e viene costruita su uno speciale banco che ne comprende due. Contemporaneamente sono

preparate le croci e gli organi di appoggio. Le varie parti vengono quindi portate su un apposito banco ove si procede al collegamento in un unico telaio. Il telaio viene montato in posizione rovesciata, e così è trasportato su un altro banco sul quale viene eseguita l'applicazione dei freni e degli accessori. Finalmente si procede al capovolgimento del telaio sui carrelli già pronti, e all'esecuzione di tutte le operazioni di finimento e di controllo. — G. ROBERT.

(B. S.) Trasporto di materiale ferroviario mediante navi speciali (*The Railway Gazette*, 11 novembre 1938).

Per il trasporto di materiale ferroviario pronto per l'esercizio, la Norvegian Cristen Smith ha armato una serie di navi speciali — i cui nomi cominciano tutti con « Bel » — dotate di ampie stive, robusti ponti e potenti mezzi di sollevamento.

La prima nave della serie ha lunghezza di 102 m., larghezza di 16,50 m. ed ha la coperta abbastanza robusta per sopportare il peso di alcune locomotive. L'apparato motore (Diesel) è si-

stemato verso poppa nel minor spazio possibile. Gli apparecchi di sollevamento sono costituiti da una grue da 100 ÷ 120 t. ed una da 45 ÷ 50 t.

Le navi che seguirono sono di maggiori dimensioni ed hanno stive fino ad oltre 24 m.

Data l'importanza dei carichi da trasportare, acquistano grande importanza i problemi di stabilità trasversale che devono essere accuratamente studiati.

Uno dei carichi trasportati da una di queste navi fu di 9 locomotive da 85 t. ciascuna e 19 tender da 30 t. sul ponte inferiore; tre imbarcazioni da 195 t. ed una da 6 t. sul ponte principale e due rimorchiatori da 100 t. più una barca a vapore da 50 t. sopra coperta, tutto destinato alle Indie inglesi.

La flotta così costruita ha al suo attivo il trasporto di 1680 locomotive completamente finite; 900 vetture viaggiatori; circa 150 imbarcazioni complete e più di 100 pesanti cilindri d'acciaio per raffinerie d'olio. — L. LA MAGNA.

(B. S.) Locomotiva Diesel-elettrica di 4400 HP per le Ferrovie Romene (*Schweiz. Bauz.*, 19 novembre 1938; *Techn. de la Suisse romande*, 22 ottobre 1938).

Nell'anno 1936 le Ferrovie Romene ordinarono alla Ditta Sulzer di Winterthur una locomotiva, per esperimentarla sulla linea accidentata Bucarest-Brasov. Su questo tratto ferroviario i treni rapidi e la maggior parte dei treni merci richiedevano da 3 a 4 locomotive a vapore. Le spese d'esercizio non permettevano di aumentare lo sviluppo del traffico.

Tutto il tracciato, lungo 75 km, ha notevoli pendenze e numerose curve. Un tratto di 10 km. con la pendenza del 25 ‰ è per 2/3 in curva, il cui raggio è per lo più di 275 m. Data questa situazione, risultò la necessità di una potenza di 4400 HP, con carico massimo per asse di 20 tonnellate.

Il problema è stato risolto con una locomotiva costruita in due parti identiche intercambiabili, ciascuna con 4 sale motrici, costantemente accoppiate con la disposizione delle sale $2\ D_0 1 + 1\ D_0 2$.

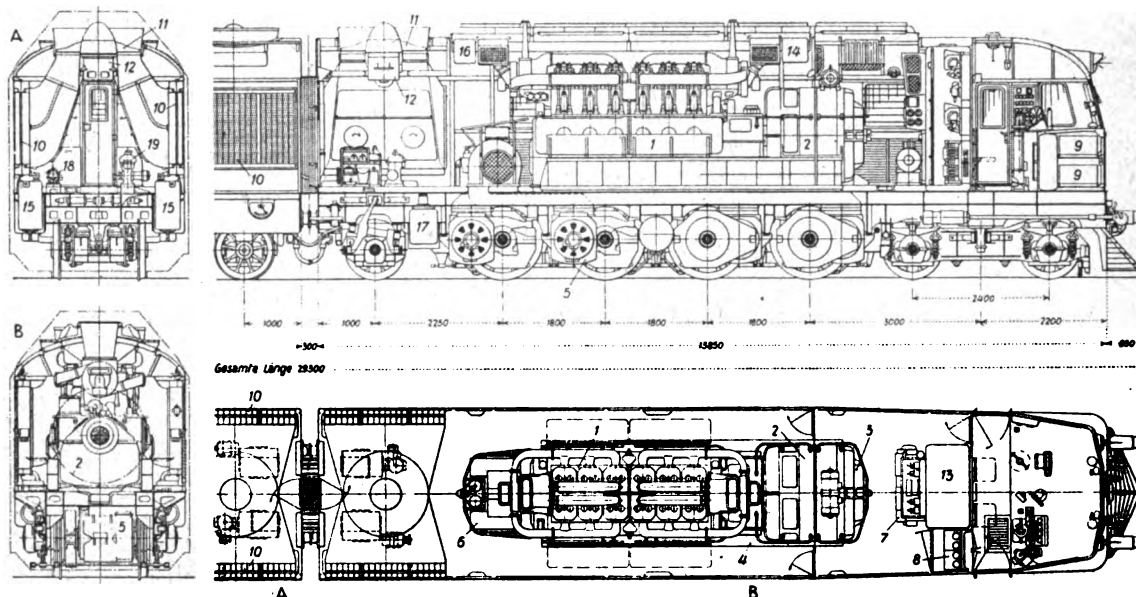



FIG. 1. — Veduta d'insieme: 1 : 100.

1) Motore Diesel; 2) Generatore principale; 3) Generatore ausiliare; 4) Telaio ausiliare; 5) Motore di trazione; 6) Ventilatori dei motori di trazione; 7) Compressore ad aria per i freni; 8) Apparecchiatura elettrica; 9) Batteria d'avviamento; 10) Refrigeratore dell'acqua e dell'olio; 11-13) Serbatoio principale del combustibile; 14) Serbatoio ausiliare del combustibile; 15) Serbatoio principale dell'acqua; 16) Serbatoio ausiliare dell'acqua; 17) Pompa dell'acqua di raffreddamento; 18) Serbatoio dell'olio di lubrificazione; 19) Pompa ausiliare per l'olio di lubrificazone; 20) Depuratore d'olio. — Gesamte Länge = totale lunghezza.

Locomotiva: con essa si ridusse di molto la lunghezza, il peso ed il costo. La parte meccanica venne costruita dalla Ditta Henschel di Cassel, quella elettrica dalla Brown Boveri di Baden.

I dati principali sono: peso in servizio 230 tonn.; peso aderente minimo 148 tonn.; carico massimo sulle sale motrici 19 tonn.; sulle portanti 13 tonn.; lunghezza tra i respingenti 29,3 m.; interasse rigido 5,4 m.; diametro delle ruote motrici m. 1,35 e delle portanti m. 1. Sforzo di trazione, per tutta la locomotiva, alla periferia della ruota: massimo 36 tonn.; durante un'ora, alla velocità di 33,5 km./h. 24,4 tonn.; con velocità di marcia di 48 km./h. 17,4 tonn.; velocità massima 100 km./h.

Come si vede, il carico per asse motore è stato tenuto di 1 tonn. inferiore a quello previsto.

Parte meccanica: dovendo la locomotiva iscriversi in curve di 275 m. e scambi di 1 : 8, i carrelli sono costruiti per uno spostamento laterale di 95 mm. e la sala guidabile (costruzione Henschel) ha una spostabilità di 70 mm. Il telaio è costruito in lamiera da 26 mm.

La figura 2 presenta: una parte del telaio, la boccola Peyinghaus, le molle portanti compensate, il singolo comando dell'asse con custodia della molla e la disposizione particolarmente interessante della timoneria del freno. Tutto il sistema è disposto su un piano orizzontale, cosicchè le manovre si possono eseguire dall'esterno della locomotiva. Un robusto spazzastrada protegge tutto il sistema.

Oltre ai freni automatici con rubinetti Knorr che agiscono sulle sale del carrello e motrici, rispettivamente col 60 e col 77 %, vi sono ancora altri rubinetti regolatori di freno, che agiscono soltanto sulle sale motrici col 52 %. I freni a mano agiscono col 40 % dei pesi di attrito.

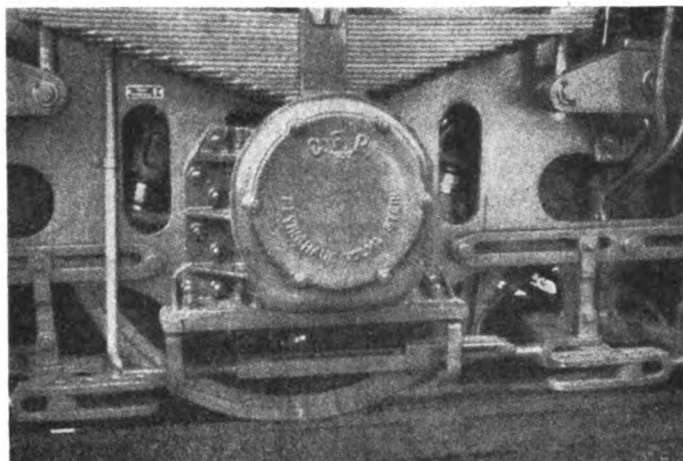



FIG. 2. — **Sala guidabile tipo Henschel con timoneria del freno.**

Motori Diesel e accessori: questa locomotiva è equipaggiata con due motori Diesel, tipo 12 LDA 31, ciascuno con 12 cilindri allineati su 2 file, della potenza di 2200 HP. I motori sono a

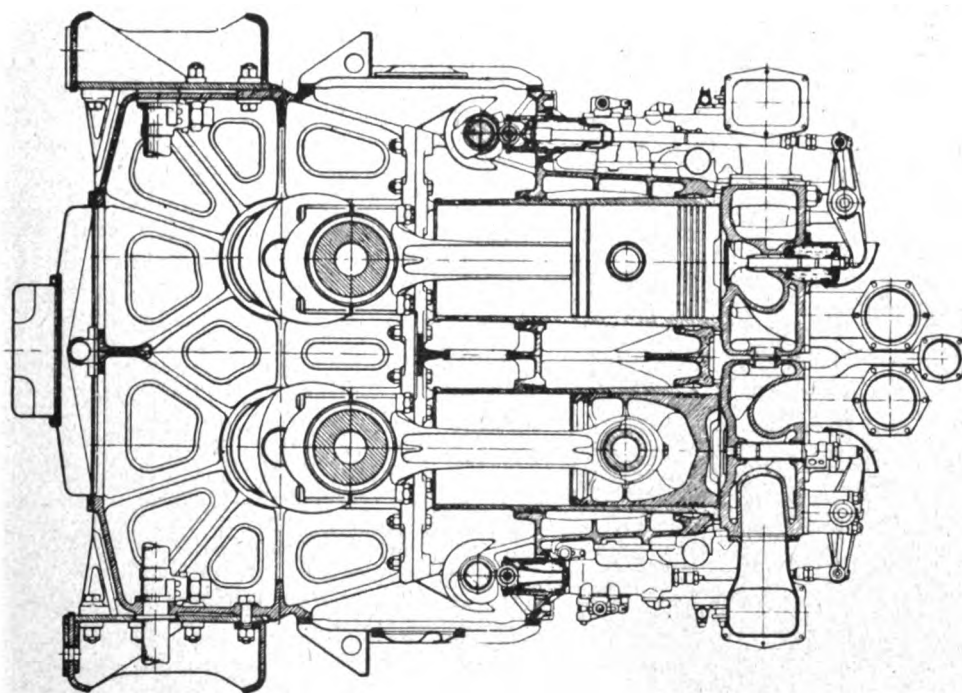



FIG. 3. — **Sezione trasversale ca 1 : 20 del Motore a 4tempi Sulzer-Diesel, 12 cilindri allineati su 2 file, 2200 HO.**

4 tempi, con diretta iniezione del combustibile e superalimentati con soffianti. Le caratteristiche sono: alesatura dei cilindri 310 mm.; corsa degli stantuffi 390 mm. Potenza oraria di un motore, alla velocità dell'albero di manovella di 700 g./min., di 2200 HP e potenza costante, per 620 g./min., di 1900 HP.

Si vede nella sezione rappresentata nella fig. 3 che i motori agiscono su due alberi di manovella rinchiusi nella medesima cassa. Ogni motore è composto di due gruppi, ciascuno da 6 cilindri allineati. Questa disposizione offre i seguenti vantaggi:

Sviluppo di una potenza molto grande con un solo motore, semplificazione degli organi di comando e conseguente maggiore sicurezza di marcia.

Lo spazio viene meglio utilizzato, tanto più che il generatore ha la larghezza del motore e che la lunghezza totale del gruppo risulta più piccola che con motori indipendenti. Il comando del generatore a mezzo d'ingranaggi permette di alloggiare il suo albero al disopra di quelli a manovella, abbassando il Diesel nella intelaiatura e assicurando così un comodo servizio di sorveglianza ai coperchi dei cilindri ed ai loro organi.

La cassa dei due alberi a manovelle di acciaio fuso, porta nel prolungamento i supporti degli ingranaggi comandati. Questa cassa è alloggiata in una intelaiatura separata, formata da due longheroni saldati insieme. I due alberi di manovella, in acciaio M. S., stanno al disotto della superficie superiore della cassa. Tiranti ad U trasmettono direttamente ai loro 7 supporti gli effetti delle esplosioni.

I due blocchi da 6 cilindri, di acciaio fuso, sono saldati insieme. Ogni cilindro ha una camicia intercambiabile, di ghisa speciale raffreddata ad acqua.

I coperchi dei cilindri, di ghisa speciale, sono amovibili e portano una valvola d'ammissione ed una di scarico ed un iniettore.

Gli alberi di manovella, di acciaio M.S., portano calettati ad una estremità gli ingranaggi per il comando del generatore, eseguiti col procedimento *Maag*, temperati e rettificati. All'altra estremità vi è lo smorzatore dinamico di vibrazioni, che agisce con tutte le velocità.

Le *bielle* di acciaio al nichel-cromo, di sezione H, hanno teste in due metà e cuscinetti intercambiabili rivestiti con metallo bianco.

Gli *stantuffi*, di metallo leggero, con 5 anelli di tenuta e 2 lubrificatori, hanno il perno cavo di acciaio di speciale cementazione, fissato con 2 chiavette. Il perno gira in cuscinetto di un solo pezzo di bronzo.

I due alberi di comando hanno 7 cuscinetti di bronzo in due pezzi, assicurati sul blocco dei cilindri dietro i coperchi, in modo che smontandoli si possono ispezionare i supporti degli alberi di manovella. Gli alberi di comando oltre le camme per le valvole, portano camme per le pompe del combustibile, registrate secondo i risultati ottenuti con prove. Queste pompe sono collocate vicinissime ai corrispondenti cilindri e unite ad essi con brevi tubazioni tutte di uguale lunghezza, ciò che facilita la regolazione della massima pressione in tutti i cilindri. Dovendosi mettere fuori esercizio una pompa, non è necessario fermare il Diesel.

La distribuzione di ogni gruppo di 6 cilindri, alimentato da un superalimentatore, forma un sistema a sè, sul quale agisce da una parte il regolatore a mezzo di un organo elastico e dall'altra parte un'arpionismo comandato dalla pressione della superalimentazione. Abbassandosi la pressione in uno dei gruppi di cilindri, il suo dispositivo provoca una riduzione di alimentazione in tutti i 6 cilindri di quel gruppo ed allora il regolatore agisce soltanto sulle pompe dell'altro gruppo. Entrando in funzione ambedue i dispositivi di protezione della superalimentazione, il regolatore, coll'aiuto di un regolatore con reostato inserito nel circuito del generatore principale, mantiene costante l'alimentazione del Diesel.

La velocità si può regolare con l'aiuto di un dispositivo a comando elettrico che agisce a mezzo di un servo-motore a pressione d'olio. Questo regolatore agisce inoltre su due pistoni azionati ad aria compressa: uno per la messa in moto, l'altro per fermare il motore. Quest'ultima manovra è concepita in modo che se vi è dell'aria compressa, il regolatore abbandona del tutto le aste di distribuzione, mentre se l'aria viene a mancare ferma il motore. Precauzione specialmente necessaria affinchè i dispositivi di sicurezza non rimangano inefficaci per mancanza di aria compressa.

Ciascun motore Diesel viene alimentato di aria comburente a 2 *gruppi di superalimentazione*, alloggiati su speciali supporti al di sopra degli ingranaggi, a fianco dell'ammortizzatore di vibrazioni. Essi alimentano i 3 cilindri più vicini di ciascuna delle due file. La turbina a gas di scappamento è alimentata dai medesimi cilindri.

La lubrificazione è particolarmente curata in tutte le parti del motore e funziona a pressione attraverso i diversi elementi traforati del motore.

Parte elettrica: Generatore principale e ausiliario, formano un unico gruppo fissato sul supporto della coppia ingranaggi che lo comanda. Il corpo del generatore principale, di acciaio fuso, è cavo e forma anche l'albero. Sul corpo sono infilati: le lamiere del rotore principale, il collettore principale ed il rotore del generatore ausiliare, mentre il collettore di questo è piazzato a fianco dell'innesto. In tal modo si accorciò di molto la lunghezza dei 2 generatori.

I quattro motori di trazione per ogni parte di locomotiva, che sono inseriti in parallelo e si possono manovrare separatamente e indipendentemente l'uno dall'altro, trasmettono il movimento a mezzo di ingranaggi con corone al nichel-cromo. — G. M. Rossi.

(B. S.) Scienza e tecnica delle costruzioni stradali (I° Volume: *del progetto* del Prof. Felice Corini. Un volume di cm. 18 × 25 di 856 pag. con 444 fig. e 16 tav. fuori testo, Milano, 1937, Ulrico Hoepli Ed.).

Anche se l'A. non lo dicesse chiaramente nella prefazione e non lo esprimesse attraverso il titolo, apparirebbe subito, l'indirizzo scientifico che Egli ha voluto dare al suo corso.

E, per certo, l'aumento di peso, di velocità e l'elevamento delle caratteristiche dei veicoli che percorrono le strade ordinarie, hanno fatto sorgere per esse, oltreché problemi analoghi a quelli che si hanno per la sede ferroviaria, anche altri di natura completamente diversa per i quali solo con un indirizzo completamente scientifico può trovarsi, un'adeguata soluzione; valgano ad esempio i recenti problemi sui leganti idrocarbonati.

Tale orientamento scientifico, anche attraverso l'analisi matematica dei vari argomenti nella quale è nota la valentia dell'A., è impresso a tutta la trattazione di questo primo volume dell'opera il quale è destinato a fornire al progettista delle basi razionali sulle quali impostare, a differenza che su concetti pratici e spesso empirici, la soluzione dei problemi che ad esso si possono presentare. Di particolare interesse sono alcune trattazioni che riguardano la determinazione degli elementi del tracciato e i rapporti tra strada e veicolo, nonchè quelle relative alla progettazione delle gallerie; anche un buon indirizzo è dato nei riguardi delle vibrazioni provocate da veicoli stradali nel sottosuolo.

Il volume in questione comprende cinque parti.

La prima di queste si divide in due capitoli il primo dei quali tratta ampiamente della Storia della Strada, mentre il secondo illustra nei vari particolari lo studio di un tracciato, noti la pendenza massima ed il raggio minimo.

La seconda parte, relativa alla « Determinazione degli elementi di un tracciato », esamina in un primo capitolo la meccanica della locomozione su strada ordinaria con le resistenze al moto, le equazioni relative a questo e le caratteristiche dei motori animati. Il secondo capitolo descrive e studia gli autoveicoli ed il terzo il loro comportamento nella circolazione in curva. Il quarto capitolo esamina le configurazioni razionali planimetriche ed altimetriche delle autostrade e degli autodromi ed il quinto e sesto capitolo sono destinati alla determinazione degli elementi del tracciato con criteri economici. Il settimo capitolo, traendo le conseguenze da quanto detto nei precedenti, e in base a considerazioni di carattere geologico, si occupa dello studio definitivo del tracciato.

La terza parte è interamente dedicata al corpo stradale con la determinazione dei volumi e dei movimenti delle terre e lo studio dei ponti e viadotti e delle opere di sostegno riportando determinazioni grafiche degne di nota.

La quarta parte esamina i vari problemi attinenti alla costruzione delle gallerie sia nelle configurazioni geometriche, che nella statica dei rivestimenti (applicando studi originali dell'A. pubblicati in questa Rivista) e nella previsione delle temperature e negli impianti e servizi accessori.

Lo studio della soprastruttura, che si compie nella quinta parte, è preceduto da un interessante capitolo in cui è delineato ed esaminato il problema delle sollecitazioni esterne e vibrazioni indotte nelle sovrastrutture, nel sottosuolo e negli edifici circostanti dai veicoli stradali. Il secondo e terzo capitolo sono dedicati alle sovrastrutture, che vengono rapidamente esaminate nelle prove e nelle caratteristiche dei materiali stradali. Nello studio dei materiali stradali rientra l'importante e attuale problema dei prodotti binari e ternari (acqua, bitume o catrame e filler) che verrà trattato, è da ritenersi, nel secondo volume di prossima pubblicazione, il quale esaminerà tutti gli argomenti ora elencati dal punto di vista della tecnica e della pratica esecutiva dei lavori.

I due volumi si integreranno così completamente in modo da soddisfare le esigenze tanto dello studioso che del costruttore. — W. TARTARINI

(B. S.) Provvedimenti contro la corrosione del ferro in una galleria in America (*Railway Age*, 15 ottobre 1938).

Di fronte alla eccezionale gravità della corrosione delle rotaie e delle piastre che si verificava nella galleria Moffat, lunga circa 9,5 Km., la Compagnia americana « Denver & Salt Lake » ha intrapreso una serie di studi ed esperimenti per cercare di diminuire la corrosione stessa, e recentemente poi ha sostituito le vecchie rotaie nell'interno della galleria, con rotaie nuove saldate fra loro in modo da formare una rotaia continua lunga 9800 m., che si ritiene sia la più lunga del mondo.

La galleria Moffat è a semplice binario, e passa sotto uno spartiacque che la supera di circa 800 m. Sebbene fosse stata progettata nel 1886, la sua costruzione fu iniziata solo nel 1923 e venne aperta all'esercizio nel 1928. Entro la galleria il binario, partendo dall'imbocco Est, sale con la pendenza del 3 ‰ per un tratto di circa 4100 m. fino a raggiungere il culmine, quindi discende col 9 ‰ per circa 5300 m., fino al portale Ovest, oltre il quale seguita a scendere col 20 ‰ per circa 13 Km.

La galleria è percorsa da circa 20 treni al giorno, di cui quelli provenienti da ovest richiedono la spinta fino al culmine.

Una delle principali cause della forte corrosione del ferro è dovuta alla grande quantità di ceneri e gas espulsi dalle locomotive; si è trovato che annualmente si deposita sul binario uno strato alto quasi 5 cm. nel tratto dal portale ovest alla sommità.

Un altro importante fattore è costituito dalle condensazioni che si verificano quando l'aria fredda introdotta dall'esterno giunge a contatto con quella calda interna e inoltre dalla precipitazione dell'umidità contenuta nei vapori e gas espulsi dalle locomotive.

La temperatura degli imbocchi varia fra + 24° e — 43° C., ma tali variazioni si estendono solo per una limitata distanza dall'interno della galleria.

Partendo dall'imbocco Ovest, essendo la ventilazione prevalente diretta verso Est (aiutata da ventilatori elettrici), la temperatura è influenzata dalle variazioni esterne per circa 2,3 Km., mentre partendo dal portale Est lo è solo per 1,1 Km. Nei rimanenti 6 Km. centrali la temperatura rimane praticamente costante nell'anno, oscillando di non più di 3° intorno ai 16° C.

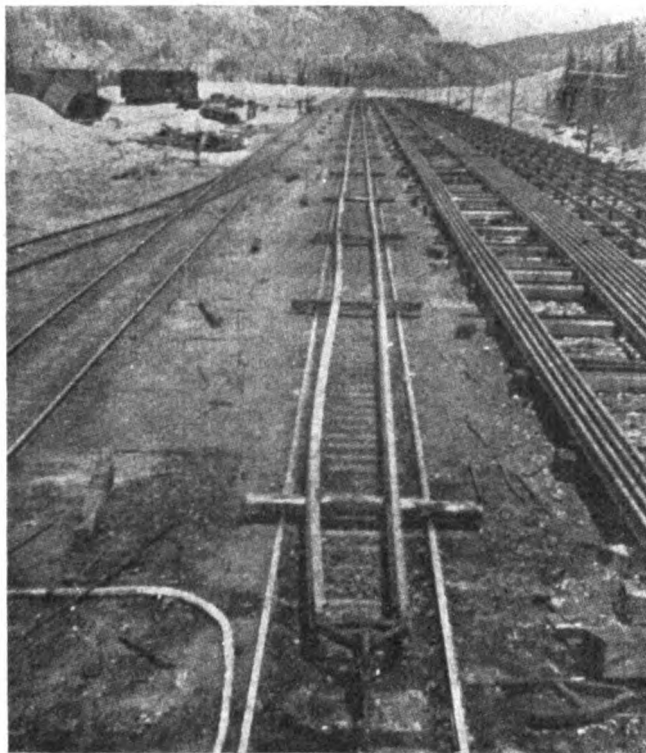
Si è stabilito che ad ogni passaggio di locomotiva vengono lasciati in galleria, per condensazione di vapore, da 750 a 2300 litri d'acqua, che, aggiungendosi all'umidità atmosferica, e combinandosi coi gas di scarico, produce acido solforico che si deposita sulle rotaie.

Nello stesso tempo tale umidità, impregnando lo strato di ceneri già depositato, produce altro acido solforico, il quale attacca ogni parte ferrosa per azione sia chimica che elettrolitica.

Il binario nella galleria era originariamente costituito con rotaie da 54,5 kg. lunghe m. 18,28. In 10 anni le rotaie e gli attacchi hanno perduto circa il 40 % del loro peso.

Assai gravi erano inoltre le numerose rotture che si verificavano specialmente in corrispondenza delle forature, e finalmente era impossibile mantenere i giunti in buone condizioni, per cui lo schiacciamento delle estremità delle rotaie era eccessivo, raggiungendo anche mm. 2,5.

Per risolvere sopratutto il problema delle giunzioni, la compagnia decise di sostituire le vecchie rotaie con altre pesanti 55 Kg./ml., lunghe m. 20, ma saldate fra loro in modo continuo.

I lavori di saldatura furono eseguiti in un vasto piazzale adiacente ad uno degli imbocchi, adottando il metodo Thermit con tutti i più recenti perfezionamenti. Le rotaie da 20 m. furono

saldate insieme in barre lunghe circa 300 m., procedendo da un estremo all'altro, con un ritmo di 28-38 saldature al giorno. Quindi tali barre furono portate in coppia nell'interno della galleria facendole scorrere insieme con traverse usate, disposte sul binario alla distanza di circa 12 metri l'una dall'altra (fig. 1): le barre erano fissate alle traverse mediante arpioni e grappe antiscorrimento.

Il trascinamento fu realizzato mediante una locomotiva Mallet del peso di 240 tonn., capace di esercitare uno sforzo di trazione di 34 tonn., e compiuto alla velocità di 15 Km./h.

La prima coppia di barre fu trasportata dal piazzale fino all'estremo opposto della galleria, per modo che le coppie successive dovettero compiere percorsi sempre minori. Per liberare le rotaie dalle traverse si toglievano gli arpioni e le grappe a tutti gli appoggi eccetto il primo, quindi la locomotiva tirava le rotaie che si adagiavano sul centro del binario.

Con tale metodo, che richiedeva un minimo di fermate e di avviamenti della locomotiva, fu possibile introdurre nella galleria circa 1730 m. di binario in ogni periodo di 10 ore, in ciascuno dei quali però si lavorava effettivamente solo 7 ore per le esigenze della circolazione.

Le barre furono quindi saldate fra loro, sempre col metodo Thermit, in modo da ottenere una rotaia continua per tutta la lunghezza della galleria.

Oltre al provvedimento di saldare le rotaie in un unico pezzo, la Compagnia ha eseguito, e continua ad eseguire, come si è accennato, molti studi ed esperimenti per cercare di diminuire la corrosione.

Un primo esperimento consistè nella prova di un gran numero di prodotti anti-corrosivi. Risultò che nessuno di essi era capace di impedire interamente la corrosione dovuta all'acido solforico, mentre alcuni potevano anche accelerarla. Fu quindi abbandonata ogni idea di protezione superficiale.

Si studiò quindi il sistema del bagno elettrolitico, per cercare di diminuire almeno la corrosione proveniente dall'elettrolisi. L'applicazione di tale metodo al binario richiede che una corrente elettrica passi attraverso le rotaie, che un conduttore di terra sia disposto sotto ciascuna rotaia, e che la suola della rotaia sia circondata da una protezione.

C'era la possibilità che le stesse incrostazioni di cenere fornissero tale protezione, ma bisognava tener conto che la loro rimozione periodica poteva distruggerla. Gli studi su tale metodo sono ancora in corso.

Finora sono state fatte prove nella galleria su piccoli pezzi di ferri angolari ed è risultato che la corrosione verrebbe ritardata del 30 %, ed anche più potrebbe esserlo sul binario.

Un altro sistema consisterebbe nel cercare di neutralizzare l'acido solforico; basterebbe solo mescolare ai gas della locomotiva una sostanza neutralizzante, come la calce. Si potrebbe provvedere ogni locomotiva di un piccolo spruzzatore di calce da mettere in funzione 700 m. prima di imboccare la galleria.

Un ulteriore mezzo potrebbe essere costituito da una spruzzatura continua delle locomotive contro le rotaie. Tutte le macchine contengono una certa alcalinità nelle caldaie. Si ritiene che un piccolo getto di tale acqua sulle rotaie potrebbe lasciare un deposito alcalino capace di neutralizzare l'acido.

Infine si potrebbe applicare sulle macchine un turbo-generatore inviando la corrente prodotta a due elettrodi sospesi al telaio. Sotto l'azione dell'elettricità le ceneri precipiterebbero in speciali recipienti e quindi verrebbero trascinate via dalla corrente d'aria.

Come si vede, si tratta di soluzioni nuove, che richiedono ancora altri studi e altre prove. — G. Robert.

Applicazione delle materie prime nazionali " lana, resine e gomme sintetiche ,, e provvedimenti per la fornitura di materie prime per le Ferrovie del Reich (*Glasers Annalen,* 15 novembre 1938).

Il signor Metzkow, Consigliere Superiore delle Ferrovie del Reich, comunica i seguenti risultati autarchici raggiunti dal 1933 nel campo dei tessuti, dei cuoi e della gomma adoperati per l'esercizio delle ferrovie.

Si preferì impiegare materie che avessero durata certa di 3-4 anni, piuttosto che fare esperimenti altrettanto lunghi per ottenere materie anche di durata doppia.

L'uso di materie prime nazionali fu dapprima orientato a risolvere i più urgenti problemi dell'esercizio, e solo in seguito si passò alla produzione di minore importanza.

Tutti i prodotti usati hanno subìto un laborioso sviluppo nella qualità e nel trattamento delle materie prime.

Tranne che per il lino e la canapa, che presentemente si trovano difficilmente di bontà costante, i tessuti equivalgono a quelli usati sinora.

Il fabbisogno medio annuale per la produzione di tessuti della « RZA » Centrale della Comunità di lavoro del Reich a Berlino era: lino e canapa ca 900 t., cotone da 250 a 300 t., lana ca 150 t., juta (anche compreso per il linoleum) ca 35 t., oltre a quello fatto dalla Direzione delle Ferrovie del Reich per bandiere, vestiti, copertoni, materiali d'imballaggio, ecc., nonchè circa 3 milioni di chili di cascami di cotone per la pulizia delle macchine.

La coltura del lino e della canapa aumenta e vi sono paesi che assicurano una favorevole rifornitura.

Il cotone e la juta si importano totalmente e la lana in gran parte. Ma la surrogazione con materie sintetiche ha avuto un completo successo nell'assicurare il fabbisogno delle ferrovie.

Ora si usa il procedimento della viscosa, mentre prima si impiegavano le fibre all'ossido di rame ammoniacale ed all'acetato, che sono ancora importanti. La materia prima di queste ultime è il cascame del cotone in seme, ricavato dai corti peli che rimangono sui semi quando il cotone viene sgranato.

L'autore accenna ai procedimenti di produzione e fa rilevare che con quello all'acetato, si ottengono da 100 parti di cellulosa 160-170 parti di filato, di fronte a circa 90 parti della viscosa e ciò per l'azione additiva dell'acido acetico. La fibra spruzzata dalle filiere da uno a tre forellini è di lunghezza illimitata, mentre con le filiere di centinaia o migliaia di forellini si ottengono fibre di lunghezze finite, che servono per aggiunte alle miscele di cotone e di lana. Per le fibre sintetiche si usano titoli da 1-30 denier.

Poichè i cascami di cotone in seme ed il cotone sono di provenienza straniera e i processi all'ossido di rame e all'acetato sono costosi, oggi, per la grande produzione, si impiega la cellulosa di viscosio, la cui materia prima è il legno. Le fabbriche si attrezzano per sostituire l'abete rosso, importato, col faggio nazionale. Per coprire il fabbisogno annuo di mezzo milione di tonnellate, serve, ma con minore rendimento, anche la cellulosa di paglia. La cellulosa di legno, immersa in soluzioni di soda caustica, sfilacciata, lasciata macerare per alcuni giorni e trattata con solfuro di carbonio, si trasforma in xantogenato (polvere fioccosa rosso-gialla) che, disciolta in soda caustica diluita, dà la massa di viscosa. Questa, spruzzata dalle filiere in un bagno di acido solforico, dà il filo che, in nastri di 500-600 mila fibre, passa per una lunga vasca con successivi bagni di acqua, soluzione di sapone, solfuro di sodio caldo, liquido sbiancante e infine viene asciugato e tagliato. Si sono prodotte fibre somiglianti a quelle naturali, riuscendo ad imitare la ruvidezza e l'arricciamento e a tinteggiarle con materie nazionali.

Le fibre artificiali si producono anche col latte (lanital) e coll'albume di pesce.

Si usano fibre artificiali al 100 % per le tendine delle finestre, al 75 % per il velluto, al 50 % per i cuscini d'ingrassamento dei cuscinetti. Si dovettero, però risolvere importanti problemi per la resistenza all'umidità delle tendine, per la stabilità, tinteggiatura e lavabilità del vello del velluto, per la conducibilità dell'olio nei cuscini.

I copertoni impermeabili delle vetture si potrebbero produrre al 100 % con fibre artificiali, ma mancano adatte materie di impregnazione, che invece si conoscono per le tele di rivestimento dei tetti delle vetture, che, soltanto per la momentanea mancanza di materie prime, si eseguiscono col solo 65 % di fibre artificiali.

I tubi flessibili per l'accoppiamento dei freni e del riscaldamento, si costruiscono di gomma artificiale e da quando si è riusciti ad aumentarne sufficientemente la forza adesiva, anche gli strati di inserimento sono di tessuto artificiale.

Per i copertoni degli automezzi di trasporto si usa inserire, con ottimo risultato, il tessuto di filo di seta artificiale ritorto a più fibre, col vantaggio rispetto al cotone di una migliore resistenza anche col più forte riscaldamento e conseguente perdita di umidità.

Gli spaghi per legature sono stati sostituiti con striscie di carta gommata. Promettenti esperimenti si sono fatti con gli stoppini di lubrificazione e ha dato ottimo risultato l'uso delle nuove fibre artificiali per tappeti, reti per bagagli, lucignoli per lampade.

Molto promettente è la fabbricazione di fibre di ginestra, di vimini, di luppolo e di ortica e, ultimamente, di capelli umani tessuti dopo adeguata preparazione con altre fibre, come per es. la ginestra.

Si sono date precise istruzioni per la lavatura di tessuti, stabilendo le temperature e le durate della loro permanenza nelle lavatrici. Si introdussero nelle lavanderie i detergenti prodotti a Chemnitz, che non deteriorano i tessuti. Si studia ancora per la più idonea lavatura del velluto artificiale.

Non si sa ancora se convenga nei treni l'uso di piccoli asciugamani di tessuto che si smarriscono facilmente, oppure di asciugamani di carta che non soddisfano.

Un campo importantissimo è quello dei cascami di cotone, degli stracci e dei panni per pulire le macchine. Si è organizzata una raccolta accurata per la loro rigenerazione. Si tentò da la loro sostituzione con carta di cellulosa, con qualche successo soltanto per la pulizia di superfici liscie.

Da molti anni si ricuperano tutti i materiali usati (guancialetti per ingrassamento dei cuscinetti, cascami e cuoio vecchio, linoleum, gomma) ed è certo che non vi è spreco di materiali ancora utilizzabili.

Le gomme sintetiche, che solo quattro anni fa si producevano in minime quantità per esperimenti, oggi si producono in grandi quantitativi e di qualità adatte per lo scopo al quale servono (rivestimenti di pavimenti, di pareti, di soffitti e specialmente per i tetti delle vetture). Si costruiscono in gomma sintetica tutti i tubi flessibili per i freni ed i più svariati usi e, superate le difficoltà per renderli resistenti ad elevate temperature, oggi le Ferrovie dello Stato usano soltanto questi tubi.

La gomma sintetica, conosciuta col nome Buna, si produce in diverse qualità distinguibili in due gruppi principali. Quelle classificate con numeri assomigliano di più alla gomma naturale e sono intaccate dall'olio, mentre quelle classificte per lettere, specialmente il Perbuna, sono molto resistenti all'olio. Oggi si fabbricano in Perbuna tutti i manicotti per i pistoni dei freni, con ottimo risultato. In confronto a quelli di cuoio, si ha il grande vantaggio che vengono fabbricati provvisti del grande foro interno, di modo che sono tenuti di scorta nella forma corrispondente all'uso. Poichè il Perbuna non assorbe i lubrificanti, si calcola che di questi si economizzera almeno il 50-60 %, dato che i manicotti distribuiscono uniformemente il lubrificante sulle pareti dei cilindri. Così gli anelli in Perbuna di tenuta degli innesti dei freni, non assorbono il contenuto grasso dell'aria del freno.

Le Ferrovie dello Stato importavano per un consumo annuo di circa 350 t di gomma greggia per articoli tecnici e di circa 30 t di manicotti di cuoio. Fra breve, gran parte del fabbisogno sarà coperto con la gomma sintetica.

Speciale cura si dedica alla confezione dei copertoni per automezzi, organizzando la manutenzione con prescrizioni da seguirsi per ogni singolo copertone dalla sua messa in opera al fuori-uso. Già ora minimi quantitativi si fabbricano di gomma artificiale.

Anche le migliori cinghie di cuoio vengono sostituite con cinghie di diverse qualità di tessuto artificiale impregnato di gomma sintetica. Anche cinghie a strati di tessuto e gomma sintetici hanno dato ottimi risultati, ed ora si fabbricano secondo norme precise in grandi quantità.

Gli anelli di feltro per le guarnizioni delle boccole assiali vengono sostituiti con anelli di gomma sintetica, perchè con questi, oltre ad essere assicurata la protezione dalla polvere, si ha la possibilità di aumentare notevolmente la circolazione dell'olio di lubrificazione.

Il rivestimento di pavimenti con linoleum, per il quale si impiegava l'olio di lino, che può essere usato al 100 % per scopi alimentari, ora è sostituito da un prodotto di qualità anche superiori e che è fabbricato soltanto con materie nazionali. Al posto della farina di sughero si usa segatura di legno e come legante, oltre all'Igelite che si usava originariamente, si hanno diversi prodotti artificiali.

Ritornando alla questione del tessuto per la copertura dell'imperiale delle vetture, basti menzionare che per la impregnazione del tessuto di filo doppio ritorto, per mantenere la impermeabilità, occorrevano annualmente almeno 300 t di olio di lino greggio, oltre a circa 600-700 t di sostanze coloranti. Ora si impregnano le nuove fibre artificiali con prodotti autarchici, creando la cosiddetta copertura Mipolam di pieno risultato. Oltre all'Igelite si conoscono diversi materiali di impregnazione, così per es. l' « Oppanol », che viene prodotto in sempre maggior quantità per le sue proprietà di buona soluzione e mescibilità con mezzi diluenti organici e inorganici e la sua speciale resistenza al freddo. Per queste sue qualità esso viene applicato sempre più sui rivestimenti dei tetti delle vetture. Comunque si studiano ancora diversi altri prodotti.

Tutti questi prodotti di impregnazione hanno i vantaggi di potersi usare colle apparecchiature già in uso per l'olio di lino e presentano anche il grande vantaggio di richiedere, per l'applicazione, soltanto una frazione del tempo occorrente per le vernici. Le esperienze fatte con Mipolam e Oppanol, hanno assicurato il vantaggio economico e pratico delle coperture artificiali, perchè si prevede che esse non richiederanno altre impregnazioni per rinnovare l'impermeabilità, non presentando fenomeni d'invecchiamento. Si cura perciò moltissimo la ricerca di un buon materiale artificiale d'impregnazione e del tessuto artificiale, da sottoporre alle più severe prove di aderenza alla materia di impregnazione, di resistenza meccanica e alla distruzione per forte scuotimento, alla permeabilità dell'acqua ecc.

Simili fibre artificiali impermeabilizzate con resine artificiali, sostituiscono con buon esito i soffietti di cuoio per vetture intercomunicanti; come sono molto promettenti gli esperimenti di spruzzamento di resine artificiali sui tessuti di detti soffietti e per i copertoni impermeabili delle vetture.

Molti altri vantaggi sono previsti dai costanti progressi raggiungibili col principio dell'autarchia, anche perchè i prodotti artificiali presentano nuove proprietà, che non hanno i prodotti naturali.

Altri derivati della cellulosa, sono gli idrocellulosi, fra i quali l'importante fibra vulcanizzata, inoltre la nitrocellulosa, i cui prodotti hanno il nome di celluloide ed infine l'acetilcellulosa coi prodotti « cellon ». La prerogativa di questi ultimi è di essere incombustibili.

Un altro gruppo di prodotti artificiali è dato dal « corno artificiale », comunemente detto galalite, che ha per base la caseina. D'importanza limitata, serve per oggetti d'ornamento, bottoni e simili ed è inoltre un derivato dal latte che dovrebbe usarsi al 100 % per l'alimentazione

Un terzo gruppo di sostanze artificiali ha per base: acqua, carbone, calce ed aria ed è costituito dai cosiddetti prodotti di condensazione i cui prodotti intermedi sono: catrame del carbon fossile, ammoniaca, acetilene ed etilene. Si tratta di unione di molecole in combinazioni molecolari con eliminazione d'acqua. Le vie che si possono seguire sono:

L'idrogenazione del catrame, l'idrogenazione dell'ossido di carbonio e l'idrogenazione dell'azoto.

Colle due prime si ricava il fenolo e la formaldeide, coi quali si producono la bachelite e le sostanze affini; coll'ultima, attraverso l'ammoniaca e l'urea, si ottengono gli aminoplasti. Trattasi di prodotti relativamente pregiati che hanno già trovato una grande diffusione.

Il quarto gruppo di sostanze artificiali, che è in pieno sviluppo di non prevedibile progresso, è formato dai cosiddetti polimerizzati. Mentre con la condensazione si uniscono molecole di diversa qualità, con la polimerizzazione molecole uguali si uniscono a formare più grandi che hanno rinforzate le proprietà delle molecole semplici, a seconda del grado di polimerizzazione.

Le materie grezze per le sostanze artificiali di polimerizzazione sono il carbone, la calce e l'acqua che vengono chimicamente trasformate nei due grandi sottogruppi acetilene ed etilene. Dall'etilene si giunge al Trolitul che si può usare come massa da spruzzare, anche in forma di piastre, bastoni e tubi.

Molteplici sono i prodotti di polimerizzazione, come il vetro Plexi, gl'Igeliti, la gomma sintetica ottenibile con polimerizzazione dall'acetilene, e pure il sopramenzionato « Oppanol », prodotto dal fuselolo in presenza di catalizzatori. La polimerizzazione raggiunge il massimo grado nell'Oppanol, cosicchè nessuna influenza nè chimica nè delle intempeprie, può apportarvi qualsiasi modifica molecolare. Ciò lo rende adatto per le impregnazioni dei tessuti per i tetti delle vetture, come nessun altro prodotot. — G. M. Rossi.

(B. S.) Apertura della linea Nelaug-Kristiansand della Ferrovia meridionale norvegese (*Zeitung des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen*, luglio 1938).

Il 21 luglio 1938 è stata aperta all'esercizio un'altra parte di linee della Ferrovia meridionale norvegese: la Nelaug-Kristiansand della lunghezza di 83 chilometri, costituita dal tratto di nuova costruzione Nelaug-Grovane della lunghezza di 63 Km. e dal successivo tratto Grovane-Kris-

tiansand della lunghezza di 20 Km., proveniente quest'ultimo dalla trasformazione in scartamento normale di una parte della preesistente linea a scartamento ridotto Kristiansand-Byglandsfjord (fig. 1).

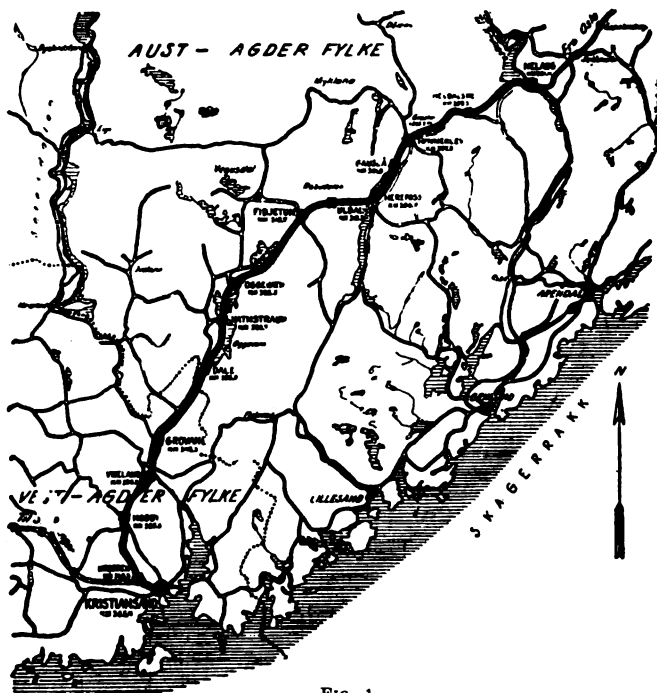



Fig. 1.

Con l'apertura di quest'altra parte di linea è stato fatto un nuovo passo nella costruzione della Ferrovia meridionale norvegese (Oslo-Drammen-Kristiansand-Stavanger), la quale è la prima ferrovia che cominciò ad essere costruita in Norvegia, col programma di collegare Stavanger, nella costa occidentale, e la parte meridionale del paese a quella orientale, comprendente la capitale Oslo, ed alla rimanente parte della Norvegia.

Il primo passo per la realizzazione di detto programma fu la costruzione del tratto di linea Oslo-Drammen, aperto all'esercizio nel 1872, al quale poi seguì negli anni 1881-82 il successivo tratto Drammen-Skien; dopo di che, però, i lavori rimasero completamente interrotti a causa di disaccordo, sorto nel frattempo, sulla questione della opportunità o meno di far seguire all'ulteriore sviluppo della ferrovia un tracciato lungo la costa.

Nel 1900, dopo parecchi anni di sospensione dei lavori, fu deciso che, prima di continuare i lavori per la costruzione della linea principale, bisognava anzitutto collegare le località costiere col retroterra; e si iniziò così la costruzione di una serie di linee a scartamento ridotto: da Kristiansand in direzione nord fino a Byglandsfjord, da Arendal a Trengen, da Brevik a Eidanger e, nella parte occidentale, da Egersund a Flekkefjord (fig. 2).

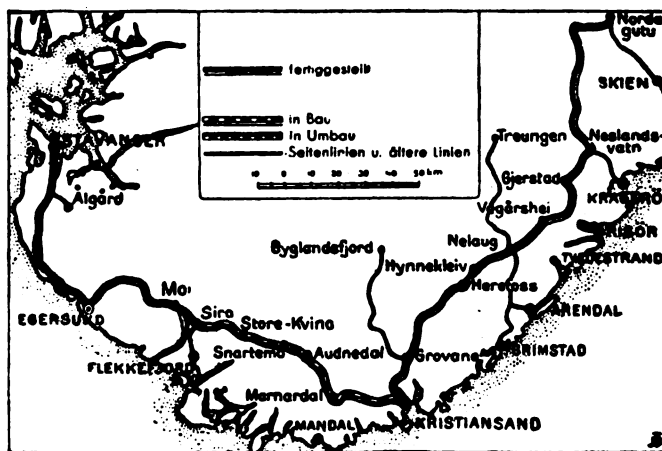



Fig. 2.
Fertiggestellt = ultimate — In Bau = in costruzione — In Umbau = in trasformazione — Seitenlinien u. ältere Linien = linee laterali e antiche linee.

Soltanto nel 1908 fu poi deciso di continuare la costruzione della Ferrovia meridionale propriamente detta, facendole seguire per considerazioni d'ordine militare un tracciato interno anzichè lungo la costa, e furono subito iniziati i lavori per il tratto di linea Kongsberg-Neslandsvatn con diramazione per Kragerö, da svilupparsi poi in direzione ovest, via Grovane-Flekkefjord, fino a Stavanger sulla costa occidentale.

I vari tratti della linea furono aperti man mano all'esercizio e precisamente: nel 1920 il tratto Kongsberg-Hjuksebö della lunghezza di 37 km., nel 1927 quello da Nordagutu a Neslandsvatn lungo 75 km. con la diramazione per Kragerö sulla costa, e nel 1935 il tratto Neslandsvatn-Nelaug della lunghezza di 61 km. con allacciamento ad Arebdal e a Grimstad a mezzo delle preesistenti linee a scartamento ridotto, mentre nel frattempo si era provveduto a trasformare in scartamento normale la linea Oslo-Drammen-Hokksund-Kongsberg che era stata originariamente costruita a scartamento ridotto.

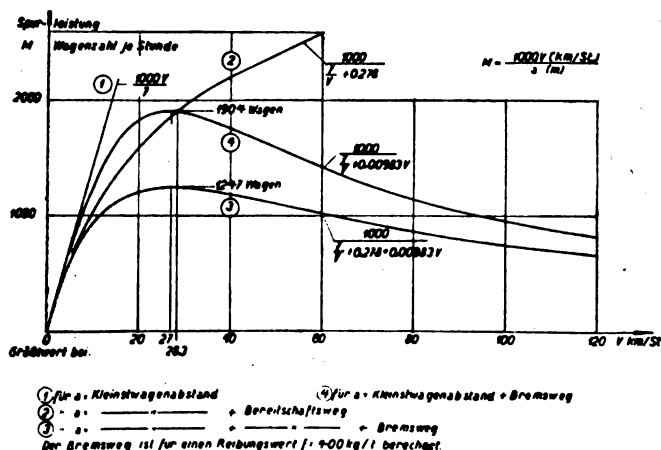
Le linee della Ferrovia meridionale norvegese hanno curve il cui minimo raggio è di 300 metri, la pendenza massima del 18 ‰ e rotaie del peso di 35 kg. per metro lineare. La linea di diramazione Neslandsvatn-Kragerö ha però curve con raggio minimo di 180 metri.

Il nuovo tratto di linea ora aperto all'esercizio non offre alcuna particolarità e non ha altra utilità che quella di collegare la importante città marittima di Kristiansand all rete ferroviaria norvegese, giacchè essa attraversa, specialmente nell'ultimo tratto, contrade scarsamente popolate e prive di ogni interesse turistico.

Esso raggiunge la massima altitudine di 283 metri con una pendenza massima del 18 ‰, e per oltre due terzi si svolge con tracciato curvilineo comprendente 17 gallerie per una lunghezza complessiva di 2 km. (la più lunga è di 374 metri) e 19 ponti, il più lungo dei quali è di 159 metri.

Le spese di costruzione della nuova linea da Nelaug a Grovane, compresa la corrispondente dotazione di materiale rotabile, ammontano a 26,7 milioni di corone e quelle di trasformazione in scartamento normale del tratto Grovane-Kristiansand a 10 milioni e mezzo. Le spese complessivamente incontrate per i 266 chilometri di linea da Kongsberg a Kristiansand ammontano a 118 milioni, in ragione cioè di 444.000 corone a chilometro. — L. PETRÒBO.

(B. S.) La potenzialità dell'autostrada (*Bau und Werk*, 14 ottobre 1938).

Il numero dei veicoli che può passare in un'ora per una sezione stradale (potenzialità dello scartamento) moltiplicato per il numero degli scartamenti compresi nella larghezza stradale, corrisponde alla potenzialità della strada (M), con la premessa che tutti i veicoli mantengano la medesima velocità.

Spurleistung M Wagenzahl je Stunde = Potenzialità dello scartamento stradale M numero di veicoli per ora. — Gröestwert bei... V Km/St = Valore massimo per ... V Km./ora. — Kleinstwagenabstand = La più piccola distanza fra i veicoli. — Bremsweg = Tratto di frenatura. — Bereitschaftsweg = Tratto di strada che il veicolo percorre, se in colonna, alla massima velocità in un secondo. — Der Bremsweg ist für etc. = Il tratto di frenatura è calcolato per il coefficiente d'attrito f = 400 Kg./t.

La potenzialità è proporzionale direttamente alla velocità (V) e inversamente alla distanza (a) fra i veicoli (loro centri di gravità). Premesso che le strade siano piane e rettilinee, si fanno le seguenti considerazioni:

La minima distanza fra i veicoli a_{min}, è uguale alla lunghezza media dei veicoli (6 m.) più l'interspazio (1 m.). Dunque premessa costante $a_{min} = 7$ m., la capacità è direttamente proporzionale alla velocità, e si rappresenta nel diagramma con la retta

$$M = \frac{1000\ V}{7}. \quad (1)$$

Trattasi di un valore (teorico) non raggiungibile, perchè nessuna colonna di veicoli in marcia può mantenere, fra i singoli veicoli, la distanza di un solo metro.

Praticamente, dal momento che il guidatore percepisce che il veicolo che lo precede si arresta, sino al momento in cui agiscono i freni, trascorre un intervallo di tempo di un secondo, durante il quale il veicolo percorre a tutta velocità un tratto di strada

$$\lambda = \frac{V. \text{ (km./ora}}{3,6} = 0,278 \text{ V.}$$

Premessa una uguale capacità di frenatura per tutti i veicoli incolonnati, frenando la testa della linea, non tutti gli altri veicoli possono frenare nel medesimo istante, ma si deve ammettere che dovranno frenare uno dopo l'altro, con perdita di tempo di un secondo.

In questo caso la potenzialità praticamente possibile $M = \frac{1000}{\frac{7}{V} + 0,278}$ è rappresentata dalla curva (2). Ma ciò può valere soltanto per le piccole velocità.

Per le grandi velocità la distanza fra i veicoli è una funzione dello spazio di frenatura, e in conseguenza della velocità. Il lavoro di frenatura deve essere uguale alla forza viva del veicolo:

$$Q_h \cdot f' \cdot s = \frac{1}{2} \frac{Q}{g} \left(\frac{V}{3,6} \right)^2.$$

Il peso sugli assi frenabili Q_h in tonnellate, in veicoli che hanno il freno su tutte le 4 ruote, corrisponde al peso totale del veicolo Q. In tal caso, il tratto di strada necessario per la frenatura $s = 0,00393 \cdot \frac{V^2}{f'}$. Se all'attrito su strada f' in t/t si sostituisce il valore del coefficiente d'attrito f in kg./t.:

$$s = \frac{3,93}{f} \cdot V^2.$$

Se si prende per f il medio valore per strade asciutte uguale a 400 kg./t., avremo: s = 0,00983 V. In tal caso

$$M = \frac{1000}{\frac{7}{V} + 0,00983 \text{ V}} \qquad (4)$$

è la curva della potenzialità. Come massimo valore per la curva (4) si deve prendere il suo punto di intersezione con la curva (2) che è la curva per le piccole velocità. Dunque il valore massimo è di 1904 veicoli per scartamento e ora, alla velocità di 28,3 km./ora.

Le potenzialità sinora calcolate sono anche in funzione delle pendenze e delle curve stradali. La potenzialità deve essere uguale per tutta la strada. Le curve dovranno essere scelte in modo che si possano superare con la velocità corrispondente alla massima potenzialità. La pendenza in salita diminuisce il tratto di frenatura, richiede però la riserva di forza del motore per mantenere la velocità. L'influenza della resistenza dell'aria e della resistenza al movimento, sono valori trascurabili, date le velocità colle quali si raggiungono le potenzialità di punta.

Il valore massimo della potenzialità è raggiungibile con una velocità minore della minima alla quale si viaggia normalmente su autostrade, dato l'odierno sviluppo costruttivo dei veicoli e perciò si vede che la potenzialità di un'autostrada non dipende dalla potenza dei motori, ma bensì dalla distanza minima possibile fra i veicoli. — G. M. Rossi.

Ing. Nestore Giovene, *direttore responsabile*

Stabilimento Tipografico Armani di M. Courier – Roma, via Cesare Fracassini, 60

BIBLIOGRAFIA MENSILE FERROVIARIA

MARZO 1939-XVII

PERIODICI

LINGUA ITALIANA

Rivista Tecnica delle Ferrovie italiane.

1939 621 . 132 . 7

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, gennaio, pag. 1.

BAJOCCHI U., DIEGOLI M., GAMBA M., MAFFEZZOLI A. Confronto sperimentale fra due locomotive tipo 670 di cui una trasformata secondo il sistema « Franco », pag. 35, fig. 12, tav. 7.

1939 666 . 942

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, gennaio, pag. 36.

BOSCO LUCARELLI P. C. Moderni orientamenti nei criteri di fabbricazione e di impiego del cemento portland, pag. 7.

1939 625 . 143 . 4

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, gennaio, pag. 43.

G. ROBERT. Temperatura e termometro di rotaia, pag. 10, fig. 13, tav. 1.

1939 656 . 254

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, gennaio, pag. 53.

Nuova linea di segnalamento e telefonica Voghera-Piacenza delle F. S., pag. 3, fig. 3.

1939 625 . 2 — 592

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, gennaio, pag. 56 (Libri e Riviste).

Il refrigeramento ad acqua delle ruote frenate fino al surriscaldamento.

1939 656 . 22

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, gennaio, pag. 56 (Libri e Riviste).

Velocità maggiori pesi minori.

1939 625 . 143 . 4 (.438)

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, gennaio, pag. 56 (Libri e Riviste).

La temperatura delle rotaie studiata presso le Ferrovie Polacche, pag. 3, fig. 6.

1939 669 . 14 — 14

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, gennaio, pag. 59 (Libri e Riviste).

Le nuove applicazioni degli acciai speciali fusi, pag. 1 ½.

551 . 511
1939 699 . 83

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, gennaio, pag. 61 (Libri e Riviste).

Studi sperimentali in corso nel Belgio sull'azione del vento, pag. 4, fig. 3.

L'Ingegnere.

1939 621 . 316 . 5

L'Ingegnere, 15 gennaio, pag. 29.

E. PUGNO VANONI-G. SOMEDA. La prova degli interruttori di grande capacità di rottura, pag. 5, fig. 7. pag. 3, fig. 1.

1939 621 . 431 . 72

L'Ingegnere, 15 gennaio, pag. 35.

P. VANNOTTI. La sovralimentazione dei motori Diesel per le automotrici, pag. 2, fig. 4.

L'Elettrotecnica.

1939 621 . 398 . 2

L'Elettrotecnica, 10 gennaio, pag. 6.

E. IMMIRZI. Il progetto di installazioni di telecomando, pag. 3 ½, fig. 2.

LINGUA FRANCESE

Bulletin de l'Association internationale du Congrès des chemins de fer.

1939 621 . 43 & 625 . 216

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio pag. 1.

TOURNEUR. Couplage et jumelage des autorails, pag. 8, fig. 5.

1939 625 . 2 & 656 . 221

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 9.

REIDEMEISTER (F.). Le facteur poids de la résistance des trains et son influence sur la valeur économique des véhicules en métaux légers, pag. 11, fig. 2.

1939 621 . 392 (.43 + .44) & 624 (.43 . + .44)

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 20.

REGIS (H.). Les ponts métalliques soudés. Essai de comparaison entre le Règlement allemand et le Règlement français. (Cas des ponts à âmes pleines), pag. 9, fig. 5.

1939 621 . 338 (.492)

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 29.

BOLLEMAN KIJLSTRA (E.). Les nouvelles voitures des Chemins de fer Néerlandais destinées à la traction électrique, pag. 9, fig. 8.

1939 625 . 162 (.73) & 656 . 259 (.73)

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 38.

HENRY (Warren). Protection efficace des passages à niveau, pag. 10, fig. 2.

1939 621 . 43 (42) & 625 . 232 (.42)

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 48.

Train-Diesel-hydraulique de trois voitures du London Midland and Scottish Railway, pag. 17, fig. 12.

1939 621 . 132 . 8 (.62)

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 65.

Nouvelles locomotives Sentinel pour le Chemins de fer de l'Etat égyptien, pag. 6, fig. 9.

1939 621 . 43 & 656 . 222 . 1

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 71.

KOFFMAN (J. L.). Note sur l'accélération des automotrices, pag. 6, fig. 6.

1939 656 . 222 . 1 (.42)

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 76.

Parcours d'essai à grande vitesse du train « Coronation », London and North Eastern Railway, pag. 3, fig 1.

1939 625 . 213 (.73), 625 . 215 (.73) & 625 . 232 (.73)

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 79.

Essais de nouvelles voitures du type « pendulaire », pag. 3, fig. 2.

1939 621 . 132 . 3 (.42)

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 82.

Conversion de la locomotive type « Atlantic », n. 3279 du London and North Eastern Railway, pag. 2, fig. 2.

Rubrica dei fornitori ed appaltatori

Elenco delle ditte che possono produrre e fornire articoli vari od appaltare lavori per le Ferrovie dello Stato (Servizio Approvvigionamenti, Servizio Materiale e Trazione, Servizio Lavori), nonchè per le Ferrovie Secondarie e per le Pubbliche Amministrazioni.

1939 621 . 133 . 7 (.42)

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 84.
Epurateur d'eau d'une capacité horaire de 40.000 gallons (181.8 mc.), London and North Eastern Railway, pag. 2, fig. 2

1939 621 . 338 (.73)

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 86.
Train électrique léger à étage en service d'essai sur le Long Island Railroad, pag. 4, fig. 3.

1939 385 . (02

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 90.
COMPTE RENDU BIBLIOGRAPHIQUE. The Universal Directory of Railway Officials and Railway Year Book. (Répertoire universel des fonctionnaires de chemins de fer et Annuaire des Chemins de fer), 1938-39, pag. ½.

1939 625 . 144 . 2

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 90.
COMPTE RENDU BIBLIOGRAPHIQUE. String-lining of railway curves. (Alignement au cordeau des courbes de chemins de fer), par P. E. KNIGHT, pag. 1 ½.

1939 62 . (01 & 621 . 13 (0

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 92.
COMPTE RENDU BIBLIOGRAPHIQUE. Failures of locomotive parts and how to prevent them. (Avaries aux pièces de locomotives, et comment les prévenir), par Fred H. WILLIAMS, pag. ½.

1939 656 . 223 . 2

Bull. du Congrès des ch. de fer, gennaio, pag. 92.
COMPTE RENDU BIBLIOGRAPHIQUE. Wagon utilization. (Utilisation des wagons), par Howard E. PHEASANT, pag. ½.

Revue Générale des Chemins de fer.

1938 351 . 811 / 351 . 812 (44)

Revue Générale des Chemins de fer, dicembre, pag. 265.
BOREL. La coordination des transports de voyageurs, pag. 8, fig. 1.

1938 621 . 138 (44)

Revue Générale des Chemins de fer, dicembre, pag. 273.
SCHÜRR et VIGIER. Le dépôt de La Chapelle, pag. 16, fig. 18.

1938 656 . 213 (44)

Revue Générale des Chemins de fer, dicembre, pag. 289.
GOLLÉTY. Les travaux du port de Marseille, pag. 9, fig. 10.

1938 625 . 27 (44)

Revue Générale des Chemins de fer, dicembre, pag. 298.
MARJOLLET. Chariot-satellite à plaque tournante pour le virage de wagons de grand empattement, pag. 14, fig. 5.

1938 656 . 213 (43)

Revue Générale des Chemins de fer, dicembre, pag. 312.
Les C. F. à l'étranger. — D'après la « Zeitung des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen » du 23 juin 1938.
Les ports de pêche et le transport du poisson en Allemagne, pag. 1 ½, fig. 1.

1938 656 . 212 (42)

Revue Générale des Chemins de fer, dicembre, pag. 313.
Les C. F. à l'étranger. — D'après « Railway Gazette » du 22 juillet 1938.
Transformation de la gare à marchandises de King's Cross (L.N.E R.), pag. 1, fig. 1.

1938 656 . 23

Revue Générale des Chemins de fer, dicembre, pag. 314.
Les C. F. à l'étranger. — D'après « Die Reichsbahn » du 11 mai 1938.
Barèmes mécaniques pour l'établissement des taxes, pag. ½, fig. 1.

1938 656 . 257

Revue Générale des Chemins de fer, dicembre, pag. 315.
Les C. F. à l'étranger. — D'après « The Railway Gazette » du 27 mai 1938.
Un nouveau type de signal de direction, pag. ½, fig. 2.

1938 625 . 137 (489)

Revue Générale des Chemins de fer, dicembre, pag. 316.
Les C. F. à l'étranger. — D'après « The Railway Gazette » du 15 juillet 1938.
Le nouveau pont sur le Limfiord (Chemins de fer de l'Etat Danois), pag. 1 ½, fig. 4.

1938 621 . 7/9

Revue Générale des Chemins de fer, dicembre, pag. 317.
Les C F. à l'étranger. — D'après le « Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure » du 7 mai 1938.
Extensomètre électromagnétique pour pièces en mouvement, pag. ½, fig. 2.

1938 621 . 335 . 4 (492)

Revue Générale des Chemins de fer, dicembre, pag. 318.
Les C. F. à l'étranger. — D'après « Electric Railway Traction ». Supplément de « The Railway Gazette » du 27 mai 1938.
Trains électriques en unités multiples pour la Hollande, pag. 2, fig. 5.

1938 625 . 13

Revue Générale des Chemins de fer, dicembre, pag. 320.
Les C. F. à l'étranger. — D'après « The Railway Gazette » du 22 juillet 1938.
La construction du Chemin de fer Trans-Iranien, pag. 1, fig. 5.

1938 625 . 137

Revue Générale des Chemins de fer, dicembre, pag. 321.
Les C. F. à l'étranger. — D'après « Railway Engineering and maintenance » de juin 1938.
Nouveau type de pont tournant sur le Canadian National Ry, pag. 1, fig. 4.

1939 621 . 314 . 1

Revue Générale de l'Electricité, 14 gennaio, pag. 44.
Transformateurs de grande puissance avec gradualeur, pag. 3, fig. 6.

1939 621 . 365

Revue Générale de l'Electricité, 21 gennaio, pag. 67.
L'état actuel du four à haute fréquence dans l'industrie, pag. 15, fig. 12.

ATTREZZI ED UTENSILI:

ANSALDO S. A. - GENOVA CORNIGLIANO.
DITTA F.LLI GIANINI, P.le Fiume, 2, MILANO.
Utensilerie meccaniche - Strumenti di misurazione.
OFF. DI NETRO GIA' G. B. RUBINO, NETRO (Vercelli).
Ferramenta in genere.

AUTOVEICOLI:

BARTOLETTI E. & FIGLI - CARPINELLO (Forlì).
Carri rimorchio, carri cisterna, carrozzerie industriali e turistiche, autobus, autoambulanze.
FABBRICA AUTOMOBILI ISOTTA FRASCHINI, Via Monte Rosa, 89, MILANO. — *Autoveicoli per trasporto merci e persone.*
OFFICINE COSTRUZIONI INDUSTRIALI, V. Paganelli, 8, MODENA.
Trattori.
« LA MOTOMECCANICA S. A. », Via Oglio, 18, MILANO.
Trattori, rimorchi, ecc.
MAZZI ALBERTO, Via Alfani 88, FIRENZE.
Apparecchi di misura e contatori forniture elettriche in genere.
S. IT. ERNESTO BREDA, Via Bordoni, 9, MILANO.
Automotrici ferroviarie con motori a nafta ed elettriche - Trattrici militari - Autocarri campali pesanti.
SOC. AN. « O. M. » FABBR. BRESCIANA AUTOMOBILI, BRESCIA.
Autovetture « O. M. » - Autocarri, Autobus e motrici ferroviarie a motore Diesel - Camioncini e autobus a benzina.

BAKELITE:

S. I. G. R. A. - F.LLI BONASSI, V. Villarbasse, 32, TORINO.
Lavori in bachelite stampata.
SOCIETA' ITALIANA RESINE, Via Dante 16, MILANO.
Resine fenoliche, cresoline, bakelite, vernici bakelite, polveri stampaggio bakelite e aminoplastiche.

BASCULE, BILANCIE, PESI E MISURE:

BULGARI V. FU SANTE, V. Bramante, 23, MILANO.
Pese a punte, a bascule, bilancie, pesi.

BENZINA, OLII MINERALI, LUBRIFICANTI, ECC.:

A.G.I.P. AGENZIA GENERALE ITALIANA PETROLI, Via del Tritone 181, ROMA. — *Qualsiasi prodotto petrolifero.*
COMP. NAZ. PROD. PETROLIO, V. Cattaro, 3-5, GENOVA.
Olii, grassi, lubrificanti per ogni industria.
F. I. L. E. A. FABB. ITAL. LUBRIF. E AFFINI, Via XX Settembre 5, GENOVA. *Olii minerali lubrificanti e grassi per untura.*
RAFFINERIA OLII MINERALI - FIUME. *Olii e grassi lubrificanti.*
S. A. LUBRIF. E. REINACH, V. G. Murat, 84, MILANO.
Olii e grassi per macchine.
SOC. AN. « PERMOLIO », MILANO, REP. MUSOCCO.
Olio per trasformatori ed interruttori.
SOC. LAVORAZIONE OLII INDUSTRIALI, Via Farini 14, BOLOGNA.
Olii lubrificanti, prodotti chimici rigenerazione.
SOC. OLII DEGRAS AFFINI S.O.D.A., Via Vezzani 19, GENOVA RIVAR.
Olii lubrificanti minerali, vegetali e animali grassi.
THE TEXAS COMPANY, S. A. I., P.zza F. Crispi, 3 - MILANO.
Olii e grassi minerali lubrificanti.
VACUUM OIL CO., S. A. I., V. Corsica, 21, GENOVA.
Olii lubrificanti, isolanti, illuminanti, grassi lubrificanti.

BORACE:

SOC. BORACIFERA DI LARDERELLO, V. della Scala, 58-a, FIRENZE.
Borace.

BULLONERIA:

FERRIERE DI CREMA, P. Stramezzi & C., CREMA.
Bulloneria grezza in genere.

CALCI E CEMENTI:

CEMENTI ISONZO S. A., Sede Soc. e Direzione: Trieste, P. G. Neri, 1 - Stabilim. Salona d'Isonzo (Gorizia).
Cementi Portland marca « Salona d'Isonzo ».
CONIGLIARO GIUSEPPE, Via Malaspina, 119, PALERMO. Stabilimento Valmazzinghi d'Albona (Istria). — *Cementi artificiali.*
CONSORZIO TIRRENO PRODUTTORI CEMENTO, Piazza Borghese 3, ROMA. Off. Consorziate Portoferraio - Livorno - Incisa - Civitavecchia - S. Marinella - Segni - Bagnoli - S. Giovanni a Teduccio - Salerno - Villafranca Tirrena (Messina) - Cagliari - Salona d'Isonzo - Valmazzinghi d'Albona - Chioggia - Spoleto.
Cemento normale, speciale ad alta ed altissima resistenza.
ILVA SOC. AN. REPARTO CEMENTI, V. Corsica, 4, GENOVA.
Cemento artificiale a lenta presa, normale speciale ad alta resistenza.
« ITALCEMENTI » FABB. RIUN. CEMENTI S. A. - Via Camozzi, 12, BERGAMO. *Cementi comuni e speciali.*
MONTANDON - FABBRICA CEMENTO PORTLAND. Sede: MILANO - Stabilimento: MERONE (Como).
Cemento Portland, Cemento speciale, calce idraulica.
« NORDCEMENTI » SOC. AN. COMMISSIONARIA, Via Gaetano Negri, 10, MILANO.
Cementi Portland e Pozzolanici. Cementi Portland e Pozzolanici ad alta resistenza. Agglomerati cementizi. Calci eminentemente idrauliche. Calci in zolle. Gessi.
SCARDEONI UMBERTO, Via Chiassi 6, MANTOVA.
Calci e cementi in genere.
SOC. AN. FABBR. CALCI IDRICHE E CEMENTI, Valle Marecchia, SANT'ARCANGELO DI ROMAGNA.
Cementi normali, alta resistenza, calci idrauliche.
S. A. I. PROD. CALCI E CEMENTI DI SEGNI, Corso Umberto 262, ROMA.
Calce eminentemente idraulica, calce idrata, cementi e supercementi a lenta presa artificiali, pozzolanici, indecomponibili sotto l'azione degli agenti atmosferici e delle acque umiche, agglomerante speciale per lavori marini, cemento bianco.

CALDAIE A VAPORE:

ANSALDO S. A. - GENOVA CORNIGLIANO.
OFFICINE DI FORLI', Via Aurelio Saffi, 6, MILANO.
S. A. ERNESTO BREDA, Via Bordoni, 9, MILANO.
Caldaie a vapore marine e per impianti fissi.
S. A. I. FORNI STEIN E COMBUST. RAZIONALE, P. Corridoni, 8, GENOVA.

CARBONI IN GENERE:

ARSA - S. A. CARBONIFERA, Via G. D'Annunzio, 4, TRIESTE.
Carbone fossile.
S. A. LAVOR. CARBON FOSSILI E SOTTOPRODOTTI - SAVONA.
Coke metallurgico, olio iniezione traversine.
S. A. NAZIONALE COGNE, Via S. Quintino, 28, TORINO.
Antracite Italia.
SOCIETA COMMERCIALE MARIO ALBERTI, Piazza Castello, 4, MILANO. — *Carboni fossili e ligniti.*

CARBURATORI:

CARBURATORI FEROLDI, Corso Orbassano 42, TORINO (Stab. Settimo T.).
Carburatori per ogni tipo di motore: a benzina, petrolio, alcool, nafta. Regolatori di velocità.

CARPENTERIA METALLICA:

ANSALDO S. A. - GENOVA CORNIGLIANO.
CATENIFICIO ING. CARLO BASSOLI & C. - LIVORNO.
Apparecchiature per linee aeree.
OFFICINE DELLA CARLINA - LECCO.
S. IT. ERNESTO BREDA, Via Bordoni, 9, MILANO.
Aviorimesse - Carpenterie metalliche in genere.

CARTOTECNICA (Lavorazione carta, cartoni ed affini):

CARTIERA ITALIANA S. A. - TORINO.
Carte, cartoni, ogni tipo per ogni uso, rotoli, buste, blocchi, ecc.
S. A. C.B.D. - Stab.: TOSCOLANO - Uff. vend.: MILANO, V. Senato, 14. V. Senato, 14.
Carte e cartoncini bianchi e colorati da stampa e da scrivere; carta assorbente per duplicatori, cartoncini per filtra pressa; carta in rotolini, igienici, in strisce telegrafiche, in buste di qualsiasi tipo.
SMOLARS L. & NIPOTE, Via Roma 22, TRIESTE Tel. 3744 - 3745.
Registri commerciali e qualsiasi lavorazione di carta, cartoni in genere.
SOC. PER LE IND. GRAFICHE G. SPINELLI & C., Via S. Reparata 89, FIRENZE.
Astucci pieghevoli per qualunque prodotto, cartelli reclamistici in genere.

CATENE ED ACCESSORI:

CATENIFICIO ING. CARLO BASSOLI & C. - LIVORNO.
Catene ed accessori. Catene galle e a rulli.
S. A. ACCIAIERIE WEISSENFELS, Passeggio S. Andrea, 58, TRIESTE.
Catene.
S. A. LAMINATOIO DI ARLENICO, LECCO.
Catene ed accessori per catene.

CAVI E CORDAMI DI CANAPA:

CARPANETO - GHIGLINO - GENOVA RIVAROLO.
Cavi, cordami, canapa bianca, catramata, manilla, cocco di qualunque forma dimensione.
CONS. INDUSTRIALE CANAPIERI, Via Meravigli 3, MILANO.
Filati, spaghi di canapa e lino.
GRANATA BRUNO, Via Cavallotti Esterno, Tel. 3.84, ROVIGO.
Canapa greggia e pettinata filati, cordami, spaghi, reti e confezioni.

CEMENTAZIONI:

SOC. CEMENTAZIONI OPERE PUBBLICHE, Via E. Filiberto, 4, MILANO - Via F. Crispi, 10, ROMA.

COLORI E VERNICI:

IND. NAZ. VERNICI & SMALTI, QUATTORDIO (Alessandria).
Vernici isolanti per elettrotecnica, vernici ad olio, vernici alla nitrocellulosa ermetic, mastice per carte e motori.
OLEIFICIO & COLORIFICIO VENETO, Via Capuzzo, Via J. Da Montagnana 5, PADOVA.
Colori, smalti, pitture e vernici Vanè.
SOC. AN. COLORIFICIO SANTINELLI, Via Bianchi 3, p. 1°, GENOVA. Casella Postale 422, tel. 24717, stab. Passo Ruscarolo 10, GENOVA BORZOLI.
« Grifonite » preparato opaco per interni ed esterni - « Grifolin » smalti lucidi bianchi e colorati - « Cristal » smalto lucido rapido per interni - « Reox » composizioni sottomarine - « Mibial » antiruggine speciale a base d'ossido d'alluminio - « Sticol » mastice per cuoio - « Impermite » pittura murale ad acqua lavabile impermeabile - « Alluminia » alluminio brillante resistente ad oltre 300° - « Bitulina » soluzione nera antirugine anticrostante resistente a temperature elevate. Indispensabile protettivo del ferro nelle cemenazioni di bordo - Vernici litografiche - Colori in polvere resistenti alla calce - Colori e lacche d'ogni gradazione dipinta - Mastici per serre d'ogni tipo.
« STIBIUM » S. A. INDUSTRIALE PER LA FABBRICAZIONE PITTURE, VERNICI, COLORI - LIVORNO.
Antiruggine « Stibium ». Vernici. Smalti. Pitture. Appalto lavori di verniciatura.
STORTI DOTT. M. & C., Via F.lli Dattero 10, CREMONA.
« Italsint » smalti e stucchi sintetici, ftalici, « RAPIDLOID » vernici alla nitrocellulosa.

COMANDI IDRODINAMICI:

CALZONI ALESSANDRO, Via E. Ponente 124, BOLOGNA.
Comandi idrodinamici.

COMPRESSORI D'ARIA ED ALTRI GAS:

BARBIERI GAETANO & C. - Fonderie e Officine Meccaniche in CASTELMAGGIORE (BOLOGNA). Uffici d'Amministrazione: Via S. Stefano, 43, BOLOGNA. *Compressori di qualsiasi portata e pressione.*
« LA MOTOMECCANICA S. A. », Via Oglio, 18, MILANO.
Macchinario pneumatico per officine, cantieri, ecc.
RADAELLI ING. G., Via Daniele Manin 23, MILANO, Telf. 73-304; 70-413.
Compressori - Turbocompressori - Pompe a vuoto - Impianti.
S. A. PIGNONE - Casella Postale 487, FIRENZE.
Compressori.

CONDOTTE FORZATE:

ANTONIO BADONI, S. A., Casella Postale 193, LECCO.

CONDUTTORI ELETTRICI:

ANSALDO S. A. - GENOVA CORNIGLIANO.
FONGARO & C., Via Unione 44, MILANINO
Conduttori per avvolgimenti, isolati in qualsiasi tipo.
SOC. DELL'ALLUMINIO ITALIANO - BORGOFRANCO D'IVREA.
Conduttori elettrici in alluminio e alluminio-acciaio; accessori relativi.
SOC. ITAL. CONDUTTORI ELETTRICI (SICE), Viale Giosuè Carducci, 81, LIVORNO. *Cavi conduttori elettrici.*
SOC. ITAL. PIRELLI, Via Fabio Filzi, 21, MILANO.

1939 621 . 314 . 6
Revue Générale de l'Electricité, 21 gennaio, pag. 85.
Redresseur de courant avec facteur de puissance réglable à volonté, pag 1 ½, fig. 4.

LINGUA TEDESCA

Elektrotechnische Zeitschrift.

1939 621 . 333 . 025 . 1 (091)
Elektrotechnische Zeitschrift, 5 gennaio, pag. 11.
H. ROTHER. 50 Jahre Einphasen-Wechselstrom-Reihenschlussmotor, pag. 2.

1939 621 . 333 . 016
Elektrotechnische Zeitschrift, 12 e 19 gennaio, pagine 41 e 73.
H. KOTHER. Leistungsbemessung der Fahrmotoren elektrischer Triebfahrzeuge, pag. 6, fig. 9.

Glasers Annalen.

1939 621 . 431 . 72
Glasers Annalen, 15 gennaio, pag. 13.
FR. WOESTE. Lokomotiv-Drehkran mit neuzeitlichen diesel-mechanischem Antrieb, pag. 3 ½, fig. 6.

Schweizerische Bauzeitung.

1939 656 . 22
Schweizerische Bauzeitung, 7 gennaio, pag. 1.
L. LEYVRAZ. Trains légers de la C.ie du chemin de fer Berne-Lötschberg-Simplon, pag. 5 ½, fig. 11.

1939 621 . 431 . 72 (.44)
Schweizerische Bauzeitung, 21 gennaio, pag. 32.
Zwei französische Grossdiesellokomotiven, pag. 1.

LINGUA INGLESE

Railway Age.

1938 625 . 154
Railway Age, 12 novembre, pag. 698.
Northern Pacific builds turntables 135 St. long., pag. 2, fig. 4.

1938 621 . 431 . 72
Railway Age, 19 novembre, pag. 732.
E. E. CHAPMAN. Diesel and steam locomotives in high-speed service. A comparative appraisal of first cost, operation and maintenance in long-haul passenger service, pag. 3, fig. 2.

1938 621 . 132 (.73)
Railway Age, 3 dicembre, pag. 803.
New passenger and freight power for the Santa Fe-High Capacity and interchangeability of parts with previous design a feature of latest units, pag. 7, fig. 9.

1938 621 . 138
725 . 332
Railway Age, 10 dicembre, pag. 836.
Pennsylvania constructs engine terminal at Harrisburg, pag. 6, fig. 7

1938 625 . 241
Railway Age, 17 dicembre, pag. 872.
Milwaukee all-welded flat cars, pag. 2, fig. 3.

1938 621 . 132 (.73)
Railway Age, 24 dicembre, pag. 908.
Passenger locomotives for the Atlantic Coast Line-High Capacity 4-8-4 type power for Florida trains develops 63.900 lb. tractive force-First locomotives with eight-wheel tender trucks, pag. 3, fig. 5.

1938 621 . 13 e 621 . 335
Railway Age, 24 dicembre, pag. 916.
Union Pacific's Steam-electric locomotive, pag. 4, fig. 6.

Engineering.

1938 621 . 431 . 72
Engineering, 30 dicembre, pag. 771.
78 B. H. P. Oil-engined shunting locomotive, pag. 1, fig. 4.

1939 536
Engineering, 6 e 13 gennaio, pag. 25 e 53.
R. M. VANDUZER e A. MC CUTCHAN. High temperature steam experience at Detroit, pag. 5, fig. 5.

The Railway Gazette

1938 625 . 142 . 4
The Railway Gazette, 4 novembre, pag. 779.
Concrete track support. Examples of successful treatment of upstable permanent way formations on U. S. A. Indin lines by concrete rafts, pag. 1, fig. 4.

1938 621 . 132 . 7
The Railway Gazette, 9 novembre, pag. 997.
New 4 — 8 — 2 + 2 — 8 — 4 Beyer-Garatt locomotives for the S. A. R.

1938 656 . 25 (.44)
The Railway Gazette, 23 dicembre, pag. 1090.
Automatic signalling in France, pag. 3 ½, fig. 5.

1938 621 . 431 . 72
The Railway Gazette, Diesel Railway Traction Supplement, 23 dicembre, pag. 1124.
E. CHAPMAN. Diesel locomotives in high-speed service, pag. 1 ½.

The Engineer.

1938 621 . 33 (.42
The Engineer, 1° luglio, pag. 7.
Southern railway electrification, pag. 3, fig. 12.

1938 621 . 74
669 - 14
The Engineer, 1° luglio, pag. 23.
L. E. BENSON e H. ALLISON. Relief of internal stress in Castings, pag. 2, fig. 6.

1938 656 . 2 . 084
The Engineer, 8 luglio, pag. 36.
Collision at Waterloo, L.P.T.B., pag. 1, fig. 1.

1938 656 . 222 (.41)
The Engineer, 8 luglio, pag. 40.
New Flying Scotsman train, pag. 1, fig. 3.

1938 656 . 25
The Engineer, 8 luglio, pag. 49.
Resignalling of Paragon Station, pag. 2, fig. 6.

1938 621 . 135 . 5
625 . 2 — 592
The Engineer, 5 agosto, pag. 142.
The Counter pressure brake test of locomotives, pag. 1 ½, fig. 4.

1938 621 . 133 . 2
621 . 137
The Engineer, 19 agosto, pag. 207.
E. H. LITESAY. Mechanical stokers on locomotives, pag. ½, fig. 1.

1938 656 . 2 . 082
The Engineer, 25 novembre, pag. 581.
Derailing tests on South African Railways, pag. 4, fig. 15.

CONDENSATORI:

MICROFARAD. FAB. IT. CONDENSATORI. Via Priv. Derganino (Bovisa). MILANO. *Fabbrica condensatori fissi per ogni applicazione.*
S. A. PASSONI & VILLA. Viale Suzzani 227. MILANO.
Condensatori per alta e bassa tensione per qualsiasi applicazione.

CONTROLLI ELETTRICI A DISTANZA:

FANTINI ALBERTO & C., S. A., Via Giovanni da Milano. 15. MILANO.
Termostati. Pressostati. Controlli automatici per ogni applicazione.

CONTATORI:

BOSCO & C., Via Buenos Ayres 4, TORINO.
LANDIS & GYR. S. A. ZUG (Svizzera). Rappr. per l'Italia: ING. C. LUTZ. Corso Re Umberto. 30. TORINO.
Contatori per tariffe semplici e speciali

COPERTONI IMPERMEABILI:

NICCOLINI GIORGIO & C.. S A.. Via delle Panche 54. FIRENZE.
Per carri ferroviari, chiatte, autocarri, macchinario, tendine per locomotive.

COSTRUZIONI ELETTROMECCANICHE:

ALFIERI & COLLI. S. A., V. S. Vincenzo. 26. MILANO.
Riparazioni macchine elettriche, avvolgimento, costruzioni elettriche meccaniche, accessori.
ANSALDO S. A. - GENOVA CORNIGLIANO.
BASILI A.. Viale Certosa, 29. MILANO.
Materiale elettrico - Quadri - Tabelle - Dispositivi distanza - Accessori.
COMPAGNIA GENERALE ELETTRICITA', Via Borgognone 34. MILANO.
Centrali sottostazioni.
FEDERICO PALAZZOLI & C. INDUSTRIA ELETTROTECNICA. Via N. Tommaseo 20, BRESCIA.
Apparecchiature elettriche industriali moderne per bassa tensione, per il comando e la protezione dei motori elettrici.
MARELLI ERCOLE SOC. AN. - MILANO.
OFF. ELETTROTECNICHE ITAL. ING. V. ARCIONI, Via Accademia 12. MILANO.
« OFFICINE MECCANICHE DI PARABIAGO », S. A. - PARABIAGO.
Materiali per elettrificazione, apparati centrali, trazione.
S. T. ERNESTO BREDA, Via Bordoni, 9. MILANO.
Generatori a corrente continua ed alternata - Trasformatori - Motori - Gruppi convertitori - Centrali elettriche e Sottostazioni di trasformazione - Equipaggiamenti per trazione a corrente continua ed alternata.
S. A. Ing. IVO FERRI, Via Zamboni 18, BOLOGNA.
Costruzioni d'impianti elettromeccanici.
SAN GIORGIO SOCIETÀ ANON. INDUSTRIALE - GENOVA - SESTRI.
TECNOMASIO ITALIANO BROWN BOVERI, Piazzale Lodi. 3, MILANO.
Costruzioni elettromeccaniche in genere.
VANOSSI S. A.. Via Oglio. 12, MILANO.
V.I.R.T.A. Via E. Breda. 120. MILANO.
Elettroverricelli - Cabestans.

COSTRUZIONI IN CEMENTO ARMATO:

S. A. CANTIERI ETTORE BENINI - FORLI'.

COSTRUZIONI IN LEGNO:

BESTETTI CARLO. ARCORE.
Costruzioni varie in legno.
CARPENTERIA BONFIGLIO & C., Via Pola 17-A. MILANO.
Tettoie - Padiglioni - Baraccamenti smontabili.
FELTRINELLI F.LLI. Via Romagnosi 3. MILANO.
Lavori e forniture relative a costruzioni in legno.

COSTRUZIONI MECCANICHE E METALLICHE:

ACCIAIERIA E TUBIFICIO DI BRESCIA, Casella Postale 268, BRESCIA.
Carpenteria, serbatoi, bombole, getti, bulloneria.
ARCI E. & SALADINI C., Viale della Vittoria, 82, CIVITAVECCHIA.
Costruzioni meccaniche e metalliche.
ANSALDO S. A. - GENOVA CORNIGLIANO.
BACINI & SCALI NAPOLETANI. Via Marinella. NAPOLI.
Costruzioni meccaniche in genere.
BADONI ANTONIO. S. A., Casella Postale 193. LECCO.
BARBIERI GAETANO & C. - Fonderie e Officine Meccaniche in CASTELMAGGIORE (BOLOGNA). Uffici d'Amministrazione: Via S. Stefano 43. BOLOGNA. — *Travate, pensiline, capriate, piattaforme girevoli, mensole, pali a traliccio, paratoie, ponti, serbatoi, ecc.*
BERTOLI RODOLFO FU GIUSEPPE - PADERNO (Udine).
Ferramenta fucinata, lavorata, fusione ghisa, bronzo.
BONARIVA A.. SUCCESSORI. V. A. Zanolini. 19. BOLOGNA.
Apparecchi perforazioni - Battipali smontabili.
BRUGOLA EGIDIO - LISSONE (Milano).
Rondelle Grower. Rondelle dentellate di sicurezza.
CARPENTERIA BONFIGLIO & C., Via Pola 17-A. MILANO.
Ponti - Tettoie - Aviorimesse - Serbatoi - Pali.
CATENIFICIO ING. CARLO BASSOLI & C. - LIVORNO.
Lavori fucinati e stampati.
CERETTI & TANFANI S. A., V. Durando. 10. MILANO-BOVISA.
Costruzioni Meccaniche e metalliche.
CECCHETTI A.. SOC. AN., PORTO CIVITANOVA.
DITTA F. VILLA di ANGELO BOMBELLI, Via Giov. Ventura 14. MILANO-LAMBRATE. — *Costruzioni in ferro, serramenti, porte brevettate ripieghevoli lateralmente scorrevoli a sospensione, scaffalature metalliche.*
DITTA GIULIO GIANETTI DI GIUSEPPE E GAETANO GIANETTI - SARONNO. — *Costruzioni meccaniche.*
F.LLI ARMELLINI - BORGO (Trento).
Fabbrica specializzata da 100 anni nella costruzione di Trivelle ad elica ed a sgorbia per uso Ferrovie e Tranvie, riparazioni.
FRIGOBOR. Via Clemente 24. TORINO.
Pistoni (stantuffi) per motori a scoppio e combustione. Modelli speciali per motori di « AUTOMOTRICI » ferroviari.
GHEZZI GIUSEPPE. Via Vitt. Veneto, 8. MACHERIO (MILANO).
Fucine in ferro fisse e portatili.
ILVA - ALTI FORNI E ACC. D'ITALIA. V. Corsica. 4. GENOVA.
Costruzioni chiodate e saldate - Pali e travi stirati (procedimento Bates) armature in ghisa per pavimentazione stradale.
INDUSTRIE MECCANICHE E AERONAUTICHE MERIDIONALI. Corso Malta. 30. NAPOLI. *Aeroplani e materiale aeronautico - Carpenteria metallica e costruzioni meccaniche in genere - Macchine agricole.*
« LA MOTOMECCANICA S. A. », Via Oglio. 18. MILANO.
Costruzioni meccaniche in genere.
METALLURGICA OSSOLANA. VILLADOSSOLA.
Pezzi di acciaio fucinati e lavorati compresi ganci di trazione respingenti, bulloneria, chiodi da ribadire, riparelle elastiche tipo Grower.
OFFICINE COSTRUZIONI INDUSTRIALI. V. Paganelli. 8. MODENA
Lavorazione di meccanica in genere.
OFFICINE DELLA CARLINA - LECCO.
OFF. DI NETRO GIA' G. B. RUBINO. NETRO (Vercelli).
Forgiatura stampatura finitura.
OFF. METALLURGICHE TOSCANE S. A., V. S. Gervasio. 1. FIRENZE
Officina meccanica - Fucine e stampaggio - Fili di ferro - Viti
S. A. ZERBINATI. Via Grazzini 14. MILANO. (OFF. BOVISA E MUSOCCO).
OFFIC. RIUNITE DI CREMA F.LLI LANCINI. Corso Roma. 19. MILANO
Costruzioni in ferro.
OFFICINE S. A. I. R. A. - VILLAFRANCA DI VERONA.
Recinzioni metalliche, cancellate, infissi comuni e speciali in ferro. Carpenteria. Tralicciature metalliche per linee elettriche. Metallizzazione.
SECONDO MONA - SOMMA LOMBARDO.
Officine Meccaniche - Fonderie - Costruzioni Aeronautiche
S. A. IMPIANTI FORNITURE INDUSTRIALI. Via XX Settembre 3-2. GENOVA. — *Impianti industriali, fonderie e officine meccaniche.*
S. IT. ERNESTO BREDA. Via Bordoni. 9. MILANO.
Armi - Aeroplani - Macchine agricole e industriali - Costruzioni navali - Serbatoi - Pezzi stampati e forgiati, ecc.
S. A. LAMINATOIO DI ARLENICO. LECCO.
Pezzi forgiati, fucinati e stampati, ferri lavorati, ferri tondi e profilati di ferro in genere.
S. A. COSTRUZIONI FERROVIARIE E MECCANICHE - Stabil. AREZZO.
Lavori di grossa e media ferramenta in genere fucinata e lavorata. Carpenteria metallica. Ponti in ferro. Pali a traliccio. Incastellature di cabine elettriche e di blocco. Pensiline. Serbatoi. Tubazioni chiodate o saldate.
S. A. STABILIMENTI DI S. EUSTACCHIO - S. EUSTACCHIO (Brescia).
Costruzioni e riparazioni di locomotive, meccanica di precisione, lavori di carpenteria di qualunque genere, navi da guerra e mercantili, grandi riparazioni navali.
U.T.I.T.A.. OFF. FOND. DI ESTE. V. P. Amedeo. 70 - ESTE.
TOVAGLIERI S.A.T. - BUSTO ARSIZIO.
Costruzioni meccaniche in genere - Materiali acquedotti.
V.I.R.T.A. Via E. Breda. 120. MILANO.
Ingranaggi - Riduttori di velocità - Motoriduttori - Cambi di velocità.

CRISTALLI E VETRI DI SICUREZZA:

FABB. PISANA SPECCHI E LASTRE COLATE DI VETRO DELLA S. A. DI ST. GOBAIN, CHAUNY & CIREY - Stabil. PISA.
« Securit » il cristallo che non è fragile e che non ferisce.

CUSCINETTI:

RIV. SOC. AN. OFFICINE DI VILLAR PEROSA. Via Nizza. 148-158. TORINO. — *Cuscinetti a sfere, a rulli cilindrici, a rulli conici, a rulli elastici, reggispinta, sfere, rulli, rullini, catene silenziose, ammortizzatori, silent-blocs, sopporti, punterie.*

DIELETTRICI:

MONTI & MARTINI. S. A., Via Comelico 41. MILANO.
Materiali isolanti inerenti l'elettrotecnica, resine sintetiche, polveri plastiche, vernici, tele, nastri isolanti, laminati, micaniti, fili per resistenze elettriche.

DISINCROSTAZIONE CHIMICA DELLE CONDOTTE D'ACQUA:

GIOVANNONI MARIO ING.. Viale Belfiore 20. FIRENZE.
Disincrostazione chimica delle condotte d'acqua.

ENERGIA ELETTRICA:

COMPAGNIA IMPRESE ELETTRICHE LIGURI. Via B. Deferrari 4. GENOVA. — *Energia elettrica.*
SOCIETÀ ADRIATICA DI ELETTRICITÀ, Palazzo Balbi. S. Tomà. VENEZIA. — *Energia elettrica.*
SOC. BORACIFERA DI LARDERELLO. via della Scala. 58. FIRENZE.

ESPLOSIVI, MICCIE, ECC.:

BASCHIERI & PELLAGRI - BOLOGNA. — *Munizionamento fuochi da guerra, polveri senza fumo, polveri nere di tutti i tipi.*
CAMOCINI & C.. Via dei Mille 14. COMO.
Esplosivi, pedardi, fuochi pirotecnici, ecc.
COCCIA S. & FIGLI - STABILIMENTO PIROTECNICO. Paliano.
Esecuzione di grandiosi spettacoli pirotecnici.

ETERNIT:

S. A. ETERNIT PIETRA ARTIFICIALE. Piazza Corridoni. 8. GENOVA
Lastre e tubi di cemento amianto.

FERRI:

CONSORZIO DERIVATI VERGELLA. V. T. Grossi. 1. MILANO.
FERRIERE DI CREMA. P. Stramezzi & C., CREMA.
Laminati di ferro - Trafilati.
S. A. F.LLI VILLA FU PAOLO. V. Paolo Sarpi. 10. MILANO.
Profilati in comune e omogeneo e lamiere.

FILTRI D'ARIA:

SOC. DI CONDENS. ED APPLICAZ. MECCANICHE. V. Arcivescovado. 7. TORINO. *Filtri d'aria tipo metallico a lamierini oleati*

FISSATIVO PER PITTURE EDILI:

STORTI DOTT. M. & C.. Via F.lli Dattero 10. CREMONA.
Tenaxite trasparente, fissativo per pitture edili opache per esterno ed interno diluibili con acqua.

FONDAZIONI:

S. A. ING. GIOVANNI RODIO. Corso Venezia. 14. MILANO.

FONDERIE:

ACCIAIERIE E FERRIERE LORMBARDE FALCK. Corso Littorio. 6. MILANO. — *Ghisa e acciaio fusioni gregge e lavorate.*
ARCI E. & SALADINI C.. Viale della Vittoria 82. CIVITAVECCHIA
Getti in ghisa e bronzo di qualsiasi genere.
ANSALDO S. A. - GENOVA CORNIGLIANO.
BRAGONZI ORESTE E C. - LONATE POZZOLO. — *Fonderia.*
BRUSATORI ENRICO. Via Regina Elena 4. TURBIGO (Milano).
Materiali per condotte d'acqua.

Anno XXVIII - Vol. LV - N. 4. RIVISTA MENSILE Roma, 15 aprile 1939 (Anno XVII)

Abbonamento annuo: Pel Regno L. **72**; per l'Estero (U. P.) L. **120**. Un fascicolo separato rispettivamente L. **7,50** e L. **12,50**

Si distribuisce gratuitamente a tutti i soci del Collegio Nazionale degli Ingegneri Ferroviari Italiani

Quota annuale di associazione L. 36

Abbonamento annuo di favore a L. 36 per gli impiegati non ingegneri, appartenenti alle Ferrovie dello Stato all'Ufficio Speciale delle Ferrovie ed a Società ferroviarie private.

RIVISTA TECNICA DELLE FERROVIE ITALIANE

PUBBLICATA A CURA DEL

Collegio Nazionale degli Ingegneri Ferroviari Italiani

COL CONCORSO DELL'AMMINISTRAZIONE DELLE

FERROVIE DELLO STATO

REDAZIONE ED AMMINISTRAZIONE

PRESSO IL "COLLEGIO NAZIONALE DEGLI INGEGNERI FERROVIARI ITALIANI"

ROMA - Via delle Terme di Diocleziano, 90 - Telefono 44-303

SOMMARIO

A questo Fascicolo è unito l'indice sistematico del secondo semestre 1938

Anno XXVIII - Vol. LV **15 Aprile 1939 - Anno XVII - N. 4**

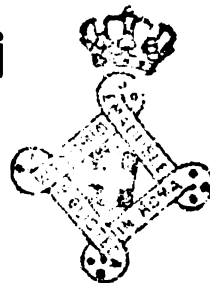
RIVISTA TECNICA
DELLE
FERROVIE ITALIANE

Gli articoli che pervengono ufficialmente alla "Rivista„ da parte delle Amministrazioni ferroviarie aderenti ne portano l'esplicita indicazione insieme coi nome del funzionario incaricato della redazione dell'articolo.

La prova delle costruzioni mediante macchine vibranti

Fondamenti teorici e considerazioni pratiche di impiego

Ing. R. RIGHI per incarico del Servizio Lavori delle F.S.

(*Vedi Tav. IX fuori testo*)

Riassunto. — Le macchine vibranti hanno importanti applicazioni nei più vari campi della tecnica, allo scopo di studiare le caratteristiche elastiche fondamentali dei sistemi soggetti a sollecitazioni dinamiche.

Dopo un richiamo degli elementi base ed un cenno alle analogie coi sistemi elettrici aventi costanti concentrate, viene studiata la variazione delle ampiezze dell'oscillazione, della velocità, della accelerazione, della potenza assorbita, in funzione della frequenza della forza alternativa applicata sia nel caso di forza ad ampiezza costante, sia in quello di forze ad ampiezze variabili col quadrato delle frequenze quali si ottengono dalle macchine vibranti.

Si indicano gli ordini di grandezza delle costanti nei più comuni sistemi in vari rami della tecnica e, dopo un esame critico circa l'impiego di tali macchine, si descrive particolarmente la istallazione del Servizio Lavori delle Ferrovie dello Stato.

L'importanza sempre più grande che nella tecnica di oggi ha assunto l'aspetto dinamico dei fenomeni per lo studio ed il progetto delle costruzioni più varie, ha fatto sorgere e sviluppare, come è noto, uno speciale ramo di ricerche che si rivolge essenzialmente alla prova sperimentale dinamica di queste costruzioni nell'intento o di verificare alla luce dei fatti le teorie e più spesso le ipotesi semplificative prese per base nei calcoli, o di giungere a pratici risultati dove troppo ardua e complessa sarebbe la indagine teorica.

Di queste ricerche e di questi mezzi sperimentali squisitamente moderni, in cui si ha per così dire la collaborazione fra rami della tecnica talora assai diversi e lontani per natura e per scopi, non sembra oggi necessario trattare diffusamente su questa Rivista che in pochi anni ha ospitato una numerosa serie di articoli sull'argomento (1).

(1) R. RIGHI: *Gli studi delle F.S. sulle sollecitazioni dinamiche nelle travate metalliche e sull'armamento ferroviario. I nuovi mezzi sperimentali*, aprile 1933; Ingg. A. FAVA e Prof. O. SESINI: *Apparecchi ed esperienze per la determinazione degli effetti dinamici prodotti dal materiale rotabile sui ponti metallici ferroviari*, aprile 1937; Prof. Ing. CORBELLINI: *Metodi elettrici per la misura e registrazione delle azioni dinamiche prodotte dal materiale rotabile ferroviario in corsa veloce*, maggio 1937.

Sia permesso solo accennare che queste ricerche hanno raggiunto risultati veramente importanti e cospicui, e di esprimere il voto che esse possano ulteriormente continuare ed estendersi tanto per l'interesse strettamente tecnico in sè che esse presentano quanto per gli importanti riflessi che esse hanno, per una razionale utilizzazione dei materiali, ai fini economici ed autarchici.

Se un appunto può farsi a queste ricerche sperimentali, dopo aver reso omaggio alla loro grandissima utilità ed importanza è, se mai, quello che i risultati che se ne ricavano, sono sempre molto legati alle condizioni in cui il rilievo sperimentale si è svolto, cosicchè la estensione del risultato ottenuto in casi consimili ed eventualmente qualche extrapolazione vanno sempre eseguite non senza circospezione. Ciò dipende dal fatto che questi rilievi si fanno sottoponendo la costruzione (si dia alla parola il significato più ampio) alle sollecitazioni ottenute in prove dinamiche effettuate nelle condizioni reali di lavoro (eventualmente rese più severe sotto alcuni aspetti per il necessario margine di sicurezza) e ciò, mentre da un lato conferisce all'indagine un carattere di piena aderenza alla realtà, introduce dall'altro, accanto ad elementi base perfettamente valutabili di cui certamente è funzione il risultato ottenuto nelle misure, altri elementi che sfuggono alla osservazione più attenta e che possono talora influire in misura non indifferente sui risultati fino ad infirmare qualche conclusione generale che a prima vista potrebbe apparire più che legittima. Talora può essere la stessa molteplicità dei parametri noti o valutabili che rende meno facile discernere l'importanza che ciascuno di essi assume nel risultato complessivo.

Di qui la necessità di esplorare in queste ricerche un grande campo di variabilità dei singoli parametri base e di non abbandonare mai quel sano e sereno senso critico indispensabile in ogni ricerca, prima di passare a generalizzazioni e a conclusioni quantitative.

Sotto questo aspetto il potere eseguire — a fianco di queste prove in condizioni reali — altre ricerche in cui si possa semplificare il problema per meglio inquadrare le condizioni base ed acquistare una conoscenza più sicura della struttura in sè e delle sue singole parti, può costituire un ausilio prezioso nell'interpretazione delle prove complete e facilitare previsioni sul comportamento della struttura in casi limite anche distanti dalle ordinarie condizioni di impiego ma non per questo meno utili ed interessanti.

Data una costruzione soggetta a sollecitazioni dinamiche, si avrà in generale che queste sollecitazioni prenderanno origine, nella pratica, talora da forze di carattere periodico più o meno complesso agenti sulla costruzione, talora, e più spesso, da una successione di impulsi tra loro intervallati e che provocano nella struttura, tra l'uno e l'altro, oscillazioni libere, talora, infine (e questa è l'ipotesi più generale) da una successione di treni variamente intervallati di vibrazioni periodiche impresse alla struttura medesima; anche fra questi la struttura è soggetta ad oscillazioni libere più o meno smorzate e suscettibili pertanto di sommarsi alle oscillazioni forzate impresse dal treno successivo.

Una analisi di tutte queste possibilità riuscirebbe eminentemente difficoltosa anche perchè alcuna delle cause determinanti possono essere accidentali, dovute semplicemente a difetti o particolarità singole non sempre rilevabili e rientrare pertanto fra quei parametri mal definiti delle condizioni di lavoro cui si è accennato.

Tuttavia questa sola considerazione qualitativa mette in rilievo che un elemento della massima importanza da prendere in esame è certamente quello delle caratteristiche elastiche della struttura o dell'elemento singolo che si studia, caratteristiche che intervengono in modo prevalente e fondamentale nello stabilire il comportamento sotto forze alternative o sotto serie di impulsi o di treni di vibrazioni impresse.

Ecco dunque uno studio preliminare della struttura da compiere e che permetterà, con la conoscenza completa delle caratteristiche di questa, di prevederne il comportamento nelle più varie condizioni di lavoro e di interpretare meglio i risultati complessi forniti dalle prove dinamiche.

Un simile studio si effettua nel miglior modo imprimendo alla struttura in esame o a singole parti separate di essa (se del caso) vibrazioni sinusoidali la cui frequenza dovrà variare in un campo sufficientemente ampio e, più esattamente, applicando alla struttura forze alternative sinusoidali di nota ampiezza e frequenza.

La deduzione da queste prove delle caratteristiche elastiche di una struttura, con un esame critico delle condizioni varie inerenti ai vari tipi di prova nonchè la descrizione delle macchine vibranti che permettono di applicare tali forze sinusoidali entro un esteso campo di frequenza sono gli scopi del presente articolo.

* * *

Si premettono alcune considerazioni teoriche che non hanno alcuna pretesa di novità e valgono, più che a richiamare nozioni od elementi fondamentalmente noti ed ormai classici, a temperare la aridità di una lunga lista di simboli e di definizioni che sarebbe in ogni caso indispensabile introdurre.

FIG. 1.

Si abbia un sistema come quello schematicamente rappresentato nella fig. 1; una massa m, suscettibile di soli movimenti verticali, è collegata, attraverso una molla M, ad un sostegno rigido. La massa m è collegata anche ad uno smorzatore S: la massa della molla si ritiene trascurabile.

In tali condizioni, se una forza gradualmente crescente da zero al valore finale F_0 viene applicata alla massa m, ne consegue uno spostamento X_0, a partire dalla posizione di riposo, tale che ove:

$$F_0 = c\,X_0$$

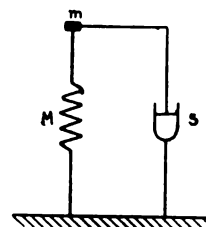
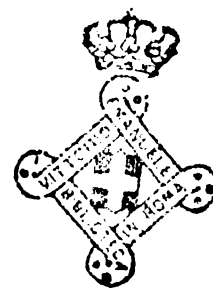
con c si indica la costante elastica della molla cioè la costante di proporzionalità tra forze staticamente applicate e spostamenti.

La resistenza al moto R_s prodotta dallo smorzatore sarà generalmente funzione della velocità v del moto; per semplicità la riterremo proporzionale alla v il che può ammettersi per un ristretto campo di variabilità di quest'ultima. Avremo dunque:

$$R_s = r\,v = r\,\frac{dx}{dt},$$

se con x si indicano gli spostamenti generici di m a partire dalla posizione di riposo.

Se ora si suppone che una forza $F(t)$ verticale (dove con $F\ (t)$ si intende per ora una funzione generica del tempo) sia applicata ad m, l'equazione fondamentale della meccanica si scrive subito, per il sistema considerato, come segue:

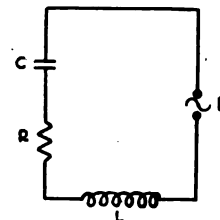
$$m\,\frac{d^2 x}{d t^2} + r\,\frac{dx}{dt} + cx = F\,(t) \qquad [1]$$

ovvero:

$$m \frac{dv}{dt} + rv + c \int v\, dt = F(t) \qquad [1']$$

È manifesta la analogia formale che le equazioni [1] e [1'] presentano con le equazioni ben note dei circuiti elettrici con costanti R, L, C concentrate ed in serie (fig. 2):

FIG. 2.

$$L \frac{d^2 q}{dt^2} + R \frac{dq}{dt} + \frac{1}{C} q = E(t)$$

$$L \frac{di}{dt} + Ri + \frac{1}{C} \int i\, dt = E(t)$$

ove $E(t)$ è la tensione applicata, i la intensità, q la quantità di elettricità.

La analogia si svolge con una corrispondenza fra i termini che nella seguente tabella si trovano su una stessa orizzontale. Essa è puramente formale tanto che sarebbe possibile trovare un altro diverso sistema di analogie fra grandezze elettriche e meccaniche che però, nel caso attuale, riuscirebbe meno intuitivo (1).

TABELLA N. 1

Grandezze meccaniche	Grandezze Elettriche
Spostamento: x	Quantità di elettricità sulle armature del condensatore: q
Velocità: $v = \frac{dx}{dt}$	Intensità: $i = \frac{dq}{dt}$
Costante elastica: c	Capacità: $\frac{1}{C}$
Forza elastica: $c\,x$	Tensione al condensatore: $\frac{1}{C} q$
Energia potenziale elastica: $\frac{c\,x^2}{2}$	Energia elettrostatica: $\frac{q^2}{2C}$
Massa: m	Autoinduzione: L
Energia cinetica: $\frac{m\,v^2}{2}$	Energia elettromagnetica: $\frac{L\,i^2}{2}$
Forza applicata: F	Tensione applicata: E
Attrito lineare: r	Resistenza ohmica: R

Le grandezze meccaniche si riferiscono a spostamenti lineari: l'estensione al caso di spostamenti angolari riesce semplice ed immediata.

(1) Vedasi ad es. PAOLINI: *Misure di impedenze meccaniche al movimento torsionale alternativo per basse frequenze. Alta frequenza*, giugno 1933.

Questa analogia formale autorizza a trasferire al caso dei movimenti dei sistemi meccanici le soluzioni ed i concetti che sono stati studiati e resi d'uso comune nello studio dei circuiti elettrici a costanti concentrate.

Così nel caso di $F(t)$ uguale a zero, cioè nello studio di moti vibratori liberi dei sistemi meccanici vale la nota discriminazione:

$$\frac{r^2}{4\,m^2} \gtreqless \frac{c}{m}$$

analoga a quella che vale per i circuiti elettrici a costanti concentrate:

$$\frac{R^2}{4\,L^2} \gtreqless \frac{1}{L\,C}$$

Sulla base di questa analogia, e riferendosi del resto a fatti ben noti, si distinguerà pertanto:

il caso $$\frac{r^2}{4\,m^2} > \frac{c}{m}$$

in cui la massa m torna alla posizione di riposo senza compiere oscillazioni cioè senza che la x si inverta mai;

il caso $$\frac{r^2}{4\,m^2} < \frac{c}{m}$$

in cui la massa m torna alla posizione di riposo attraverso oscillazioni di ampiezza decrescente con legge esponenziale;

il caso critico $$\frac{r^2}{4\,m^2} = \frac{c}{m}$$

che segna il passaggio fra i due precedenti e per il quale, ferme m e c, la r ha il minimo valore per il quale il ritorno alla posizione di riposo avviene ancora senza oscillazioni e praticamente nel tempo più breve.

Nel caso delle vibrazioni meccaniche, a meno che non intervengano azioni smorzanti appositamente introdotte, come avviene in alcuni casi speciali, il moto, in base alle sole azioni smorzanti o dissipative proprie di strutture elastiche comunque complesse, rimane sempre nel campo oscillatorio.

Potremo limitarci a considerare quest'ultimo caso e ricordare che in esso l'intervallo fra due successivi annullamenti di x è, come risulta dalla fig. 3.

$$\frac{1}{2}\,T_s = \frac{\pi}{\sqrt{\dfrac{c}{m} - \dfrac{r^2}{4\,m^2}}}$$

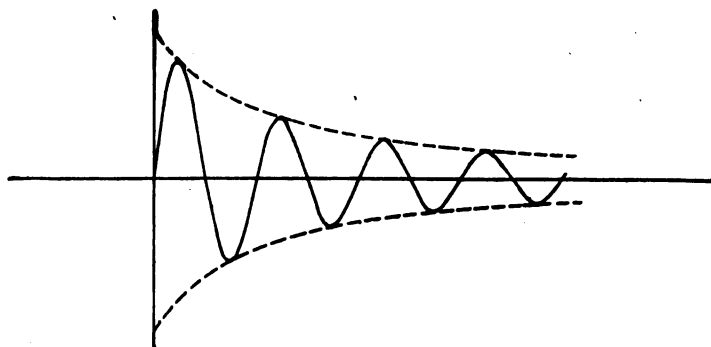



Fig. 3.

ove T_s è il periodo del moto oscillatorio smorzato; in due istanti t_1 e t_2 separati dall'intervallo T_s $(t_1 - t_2 = T_s)$, le x hanno lo stesso segno e valori tali che il loro rapporto è:

$$\frac{X_1}{X_2} = e^{\frac{r}{2m} T_s}$$

In questa la X_2 è lo spostamento al tempo t_2 e la X_1 lo spostamento al tempo t_1.

Il logaritmo in base e di questo rapporto costituisce allora il decremento logaritmico:

$$\theta = \frac{r}{2\,m} T_s \qquad [3]$$

Accanto al periodo T_s del moto oscillatorio smorzato è utile anche considerare la frequenza:

$$f_s = \frac{\sqrt{\frac{c}{m} - \frac{r^2}{4\,m^2}}}{2\,\pi} \qquad [3']$$

e la pulsazione $\omega_s = 2\,\pi\,f_s$ che è espressa da:

$$\omega_s = \sqrt{\frac{c}{m} - \frac{r^2}{4\,m^2}} \qquad [2'']$$

Quanto è stato detto circa il rapporto fra gli spostamenti in due istanti che distano dall'intervallo T_s vale anche per il rapporto fra le ampiezze di due successive oscillazioni dello stesso senso poichè gli istanti in cui due successivi massimi si verificano, se non cadono esattamente a metà dell'intervallo fra due successivi annullamenti di x, distano pur sempre dall'intervallo T_s se trattasi di massimi dello stesso segno, di $\frac{T_s}{2}$ se trattasi di massimi di segno opposto.

Trattandosi di istanti separati non dell'intervallo di un periodo T_s ma di più periodi $k\,T_s$ con k intero, il rapporto fra gli spostamenti diviene:

$$e^{\frac{r}{2m} T_s}$$

ed il logaritmo del rapporto:

$$\frac{r}{2\,m}\,kT_s$$

Nel caso limite di $r = o$, riprendendo le espressioni di T_s, f_s, ω_s e chiamando le grandezze corrispondenti T_0, f_0, c, si ottiene:

$$T_o = \frac{2\,\pi}{\sqrt{\frac{c}{m}}} = 2\,\pi\sqrt{\frac{m}{c}} \qquad [4]$$

$$f_o = \frac{1}{2\,\pi}\sqrt{\frac{c}{m}} \qquad [4']$$

$$\omega_o = \sqrt{\frac{c}{m}} \qquad [4'']$$

Le differenze che, pei valori di smorzamento che ricorrono nella tecnica, si verificano tra T_s, f_s, ω_s e, rispettivamente, T_0 f_0, ω, sono in genere assolutamente trascurabili. Infatti, ponendo a paragone ω_s ed ω_o risulta:

$$\omega_s = \sqrt{\omega_o^2 - \frac{r^2}{4\,m^2}}$$

Anche se fosse:

$$\frac{r}{2\,m} = 0{,}2\ \omega_o$$

sarebbe:

$$\frac{r^2}{4\,m^2} = 0.04\ \omega_o^2$$

e quindi:

$$\omega_s = \sqrt{0{,}96}\ \omega_o$$

ed ancora:

$$\omega_s = \sim 0{,}98\ \omega_o$$

In questo caso il decremento logaritmico è:

$$\theta = \frac{0{,}2}{0{,}98}\ \omega_s\ T_s = \frac{0{,}2}{0{,}98}\ 2\ \pi = 1{,}283\ ;$$

e lo smorzamento è assai notevole poichè il rapporto fra due successive ampiezze di oscillazione diviene $e^{1,283} = 3{,}60$. Per avere un'idea dello smorzamento molto considerevole che si ha, basterà ricercare dopo quante oscillazioni n la ampiezza si riduce ad 1/10 di quella iniziale. Si ottiene allora:

$$\frac{r}{2\,m}\ .\ n\ T_s = 1{,}283\ n = \log_e 10 = 2{,}30$$

da cui:

$$n = 1{,}8$$

Analogamente se si ricerca dopo quante oscillazioni la ampiezza si riduce ad 1/100 si trova:

$$1{,}283\,n = \log_e 100 = 4{,}60$$

e quindi:

$$n = 3{,}6$$

Dopo appena quattro oscillazioni complete il sistema è dunque praticamente tornato alla posizione di riposo, ma già la ampiezza era ridotta al 10 % dopo due oscillazioni. Gli esempi tratti dalla tecnica che verranno dati nel corso di questo articolo confermano che un tale smorzamento è fra i più elevati che si presentano. Se allora nel caso considerato si può confondere T_s con T_0, ovvero f_s con f_0, ovvero ω_s con ω_0 con un errore di circa il 2 %, ciò sarà a più forte ragione ammissibile e con errori assolutamente trascurabili per smorzamenti minori.

Ciò permette in particolare di semplificare la espressione trovata per θ che diviene:

$$\theta = \pi\ \frac{r}{m\ \omega_o} \qquad [3']$$

espressione assai importante e di frequentissimo impiego alla quale è perfettamente equivalente l'altra:

$$\theta = \pi \frac{r \omega}{C} \qquad [3'']$$

Abbandonando il caso delle oscillazioni libere è opportuno ora trattare delle oscillazioni forzate che il sistema schematicamente rappresentato in fig. 1 compie sotto la azione di una forza alternativa sinusoidale di data frequenza f applicata alla massa m.

In tal caso nella equazione [1] o nella [1'] dovremo porre:

$$F(t) = F \operatorname{sen} \omega t$$

con $\omega = 2 \pi f$.

Ciò che interessa per le applicazioni che debbono essere considerate è essenzialmente il periodo di regime del moto dovuto alla forza $F(t)$. A regime, tanto gli spostamenti x, quanto le velocità v, sono anche esse, come è ben noto, funzioni sinusoidali aventi la stessa frequenza f della forza che agisce su m. Vale pienamente anche in questo la analogia col caso dei circuiti elettrici sui quali agisce una forza elettromotrice:

$$E(t) = E \operatorname{sen} \omega t$$

E pertanto, sia in base alla analogia, sia in base a sostituzioni dirette assai semplici, potremo porre:

$$v = V \operatorname{sen} (\omega t - \varphi)$$

dove la V, ampiezza della funzione v, è data da:

$$V = \frac{F}{\sqrt{r^2 + \left(m \omega - \frac{c}{\omega}\right)^2}} \qquad [5]$$

mentre lo spostamento di fase φ tra la velocità e la forza agente è definito da:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{m \omega - \frac{c}{\omega}}{r} \qquad [6]$$

ovvero da:

$$\cos \varphi = \frac{r}{\sqrt{r^2 + \left(m \omega - \frac{c}{\omega}\right)^2}} \qquad [6']$$

La analogia formale di queste espressioni con le corrispondenti pei circuiti elettrici induce ad estendere al caso meccanico il concetto di impedenza, familiare agli elettrotecnici.

Porremo:

$$Z = \sqrt{r^2 + \left(m \omega - \frac{c}{\omega}\right)^2} \qquad [7]$$

che chiameremo impedenza meccanica, così come si chiama impedenza elettrica:

$$Z = \sqrt{R^2 + \left(\omega L - \frac{1}{\omega C}\right)^2}$$

Si potrà quindi porre:

$$U = \frac{F}{Z} \text{ sen } (\omega t - \varphi) \tag{8}$$

$$\cos \varphi = \frac{r}{Z} \tag{8'}$$

e dedurne inoltre che:

$$V = \frac{F}{Z} \tag{8''}$$

La deduzione della funzione x per gli spostamenti è immediata essendo:

$$x = - \frac{F}{\omega Z} \cos (\omega t - \varphi) \tag{9}$$

e quindi:

$$X = \frac{F}{\omega Z} \tag{9'}$$

Essendo poi:

$$- \cos (\omega t - \varphi) = \text{sen} \left[\omega t - \left(\varphi + \frac{\pi}{2} \right) \right]$$

risulta finalmente:

$$x = \frac{F}{\omega Z} \text{ sen} \left[\omega t - \left(\varphi + \frac{\pi}{2} \right) \right]$$

Nulla impedisce di trovare anche la espressione della accelerazione a:

$$a = \omega \frac{F}{Z} \cos (\omega t - \varphi)$$

od anche:

$$a = \omega \frac{F}{Z} \text{ sen} \left(\omega t - \varphi + \frac{\pi}{2} \right) \text{ e quindi } A = \frac{\omega F}{Z} \tag{10}$$

In sostanza la x, la v, la a sono tre funzioni sinusoidali delle quali la v precede di 1/4 di periodo la x e si ottiene da questa moltiplicando la ampiezza per ω; la a precede ugualmente la v di 1/4 il periodo e si ottiene da questa moltiplicando la ampiezza per ω. Quindi la a precede la x di mezzo periodo e si ottiene da questa alterando la ampiezza nel rapporto ω^2.

Avremo pertanto in definitiva nel caso attuale:

$$A = \frac{\omega F}{Z} \quad ; \quad V = \frac{F}{Z} \quad ; \quad X = \frac{F}{\omega Z}$$

mentre in generale è:

$$A = \omega V = \omega^2 X \quad ; \quad V = \omega X = \frac{A}{\omega} \quad ; \quad X = \frac{V}{\omega} = \frac{A}{\omega^2}$$

L'andamento delle tre funzioni, per le quali sono state adottate scale diverse in modo da rappresentarle con sinusoidi di uguale ampiezza è quella rappresentata dalla figura 4.

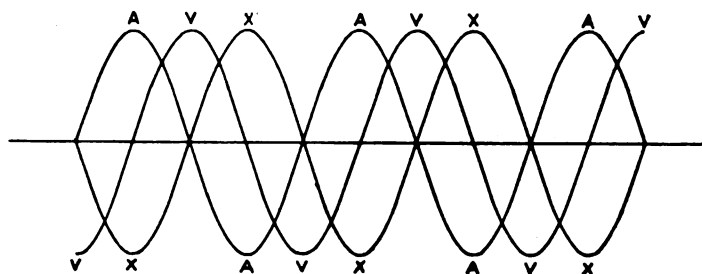



FIG. 4.

È utile fissare le idee relativamente alle ampiezze X, V, A in due casi pratici per conoscerne l'ordine di grandezza.

Si abbia ad esempio una travata metallica che, vibrando alla frequenza di 5 *Hz* compia in mezzeria oscillazioni della ampiezza X di 10 mm., ed una corda di pianoforte che vibri a 500 *Hz* con l'ampiezza di mm. 0,1. Avremo pei due casi:

Travata metallica (5 *Hz*)	Corda di pianoforte (500 *Hz*)
$X = 1$ cm.	$X = 0{,}01$ cm.
$V = (2\pi 5) \times 1 = 31{,}4$ cm/sec.	$V = (2\pi 50) \times 0{,}01 = 31{,}4$ cm/sec.
$A = (2\pi 5)^2 \times 1 = 987$ cm/sec.^{2}	$A = (2\pi 500) \times 0{,}01 = 98700$ cm/sec.^{2}

Questo esempio numerico mostra quale grande influenza abbia su A e su V la frequenza di vibrazione. Con la corda di pianoforte, partendo da vibrazioni di ampiezza 1/100 di quella della travata, si ottiene la stessa V ed una A 100 volte maggiore.

Vale anche la pena di rilevare che nel caso delle travate metalliche le velocità sono modeste, dell'ordine di 0,5 m/sec. (lento passo l'uomo) e le accelerazioni dell'ordine dell'accelerazione g dovuta alla gravità.

Ne deriva che per frequenze relativamente basse, come nel caso delle travate metalliche, specialmente in quelle di notevole lunghezza, i mezzi sperimentali per la misura della V e più ancora della A debbono essere atti a misurare quantità talvolta abbastanza piccole. Ma di ciò verrà data più ampia notizia nel corso di questo articolo.

Le espressioni trovate per la V mostrano che per risalire dalla ampiezza di questa a quella della forza F agente non vi è che da eseguire il prodotto $Z\,V$. La F sarà completamente definita quando sarà noto lo spostamento di fase φ tra le due funzioni sinusoidali e per questo è vantaggioso fare uso dell'espressione già trovata [6].

Questa e la [7] che definisce il valore di Z, dicono che, costruito un triangolo rettangolo avente per cateti (fig. 5) r e $m\,\omega - \frac{c}{\omega}$, dove ω è la pulsazione delle vibrazioni impresse, la espressione trovata per Z significa geometricamente la ipotenusa $O\,P$ di detto triangolo, mentre l'angolo $P\,O\,A$ non è che l'angolo φ. Data quindi la Z nelle

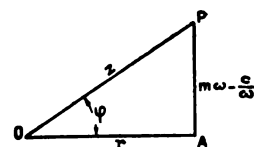
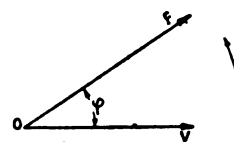



FIG. 5.

sue due componenti r ed $m\omega - \frac{c}{\omega}$, è possibile senz'altro passare dalla V alla F o dalla F alla V. Introducendo anche per il caso meccanico la rappresentazione vettoriale in uso per le grandezze elettriche alternative isofrequenziali potremo rappresentare F, X, V, A, mediante vettori e, limitandosi a considerare F e V, questi saranno due vettori spostati in fase dell'angolo φ. Potremo allora parlare più generalmente e compendiosamente della impedenza meccanica come di un operatore vettoriale tra V ed F che altera il modulo del vettore V secondo il prodotto ZV (ove Z è il valore definitivo della [7]) e che produce la rotazione φ (fig. 6).

FIG. 6.

La rappresentazione dei due vettori F e V avrà luogo secondo la figura 6 in cui, fissato un senso di rotazione antiorario di riferimento, diremo che V è in ritardo di φ rispetto ad F (l'inverso per F rispetto a V).

La espressione [6'] nulla dice circa il ritardo o l'anticipo di F rispetto a V comparendovi il coseno dell'angolo; ma l'ambiguità è presto tolta. Dalla espressione:

$$V = \frac{F}{Z} \operatorname{sen} (\omega t - \varphi) = V \operatorname{sen} (\omega t - \varphi)$$

risulta che V segue F se φ è positivo, lo precede se φ è negativo. La [6] a sua volta dice che in definitiva V segue F se $m\omega > \frac{c}{\omega}$ cioè se $\omega^2 > \omega_0^2$ ovvero se $\omega > \omega_0$, che V precede F se $\omega < \omega_0$. Per $\omega = \omega_0$ la F e la V sono in fase. Una rappresentazione dei vettori F e V nonchè delle due funzioni f e v pei due casi considerati $\omega > \omega_0$ e $\omega < \omega_0$ è data nella figura 7.

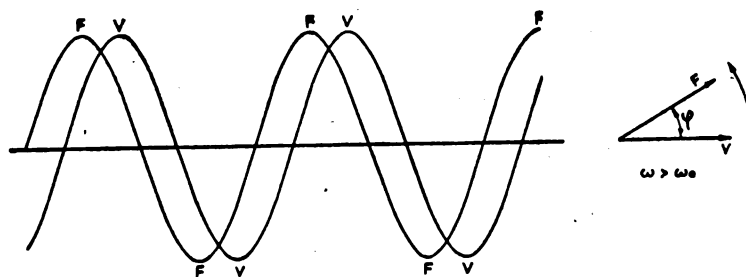



FIG. 7-a.

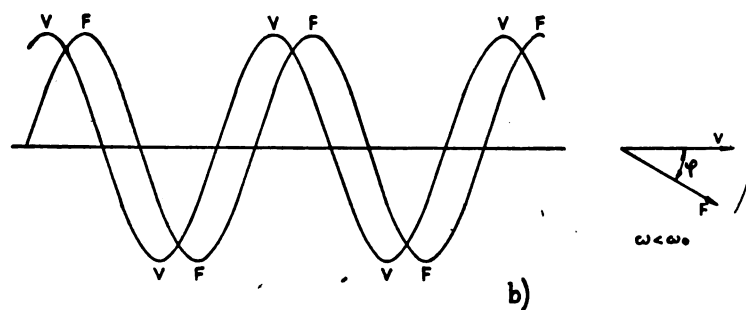



FIG. 7.

In definitiva quindi la rappresentazione dei vettori $F, X, V, A,$ diviene quella di fig. 8.

Accanto alla rappresentazione vettoriale pei tre casi è segnato anche, per il caso semplice di una trave appoggiata agli estremi, quale sarebbe la sua linea elastica nel momento in cui la forza F ha il suo valore massimo diretto verso l'alto.

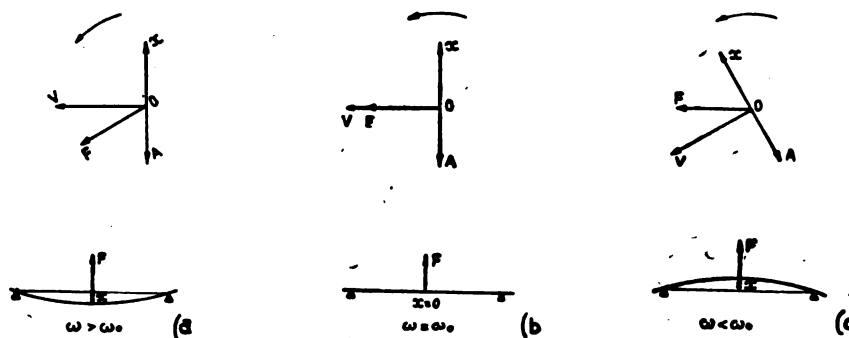



FIG. 8.

Se ne deduce che gli spostamenti X sono sempre spostati in ritardo rispetto alla forza agente; ritardo che è minimo per frequenze assai basse per le quali essi risultano quasi in fase con la forza (*c*), che va crescendo finchè per $f = f_0$ (o per $\omega = \omega_0$) lo spostamento è in quadratura ed in ritardo rispetto alla forza (*b*) e che va ulteriormente crescendo per $f > f_0$ (o per $\omega > \omega_0$), fino a diventare, per le frequenze molto alte, quasi in opposizione alla forza agente (*a*).

La accelerazione è sempre in anticipo sulla forza agente, mentre la velocità precede la forza per le basse frequenze, è in fase con essa per $f = f_0$ (o per $\omega = \omega_0$), per ritardare infine alle frequenze più elevate.

Le relazioni quantitative relative allo spostamento di fase φ tra forza agente e velocità di oscillazione verranno esaminate più innanzi.

A questo punto si dovrebbe ritornare alle espressioni trovate per X, V, A ed esaminare come variano queste grandezze al variare di f o di ω_0. Ci asterremo da questa ricerca per non ripetere cose già note ed anche, per amore di brevità, non riporteremo neppure le relative curve.

Accenneremo piuttosto ad un metodo grafico-analitico molto in uso anche nel caso delle vibrazioni meccaniche (1) il quale ha il vantaggio di dare una visione complessiva assai utile del fenomeno.

Tornando al triangolo della fig. 5 si immagini di tenere ferma la r, la m, la c cioè di non variare affatto le caratteristiche del sistema e di fare variare invece la frequenza impressa f o la pulsazione ω. Ridisegneremo pertanto il triangolo (fig. 9), portando orizzontalmente da un punto O che terremo fisso un segmento $O A = r$. Il punto A così individuato sarà anche esso fisso per le ipotesi fatte; da A, su una normale $T T'$ ad $O A$ nel punto A, riporteremo:

$$AP = \omega m - \frac{c}{\omega}$$

(1) Cfr. CRANDALL: *Theory of vibrating systems and sound*, New York, 1926; KENNELLY: *Electrical vibration instruments*, New York, 1923.

verso l'alto se positivo, verso il basso se negativo. Il segmento AP varia con ω e con esso P, estremo del segmento OP, che rappresenta il valore della impedenza Z; con le convenzioni fatte, misurando gli angoli φ nel senso antiorario a partire dalla direzione OA, la φ risulta — come deve essere — positiva per $\omega m - \frac{c}{\omega} > O$; nulla per $\omega m - \frac{c}{\omega} = O$; negativa per $\omega m - \frac{c}{\omega} < O$.

Quindi il punto di P cadrà al disopra di A per $\omega m - \frac{c}{\omega} > O$, cioè per $\omega > \omega_0$; coinciderà con A per $\omega m - \frac{c}{\omega} = O$, cioè per $\omega = \omega_0$; cadrà al disotto di A per $\omega m - \frac{c}{\omega} < O$, cioè per $\omega < \omega_0$.

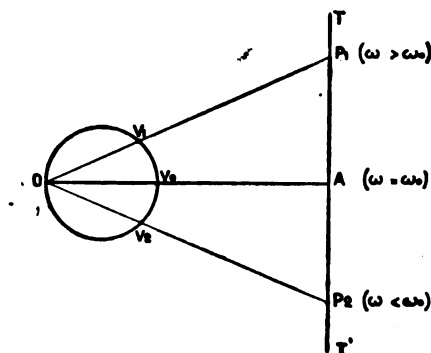



Fig. 9.

La retta TT' è dunque il luogo dell'estremo P del segmento che rappresenta il valore della impedenza al variare di f e di ω.

La impedenza OP, che tende ad infinito per i valori bassi di ω, diminuisce gradatamente per valori crescenti di ω fino a divenire minima per $\omega = \omega_0$ in OA; cresce poi nuovamente al crescere di ω e tende ad infinito per valori assai grandi di quest'ultima.

Il minimo valore di Z è dato da $CA = r$; e questo avviene per $\omega = \omega_0$; ed anche, per le approssimazioni dimostrate valide, per $\omega = \sim \omega_s$. Al valore minimo di Z corrisponde naturalmente, per una data F il valore massimo della V. È questo il caso della *risonanza meccanica* che ha luogo, come la corrispondente per i circuiti elettrici quando la frequenza delle oscillazioni impresse coincide con quella delle oscillazioni libere del sistema supposto nullo lo smorzamento e — con le approssimazioni ammesse — quando la coincidenza ha luogo con la frequenza propria di oscillazione del sistema reale in esame.

Le considerazioni svolte per la impedenza Z rappresentata in grandezza da OP e per l'angolo di fase φ permettono allora di affermare che un diagramma polare che rappresenti il variare della velocità V in modulo ed in fase rispetto alla direzione OA, identificata con quella del vettore F, si può ottenere tracciando la inversa per raggi vettori reciproci della TT' rispetto ad un centro di raggio uguale al modulo di F.

Si guadagnerà nella generalità dei risultati effettuando la stessa inversione rispetto ad un cerchio di raggio unitario; il passaggio alla V per un valore qualsiasi di F è semplice ed immediato (1).

(1) In realtà, per la deduzione completa della V, assunta OA come direzione della F, si dovrebbe accompagnare alla inversione per raggi vettori reciproci una riflessione rispetto ad AO (fig. 9), il che è evidente pensando che per $\varphi > o$, la V che si trova deve seguire F, e viceversa quando $\varphi < o$.

Ciò è ben noto ed evidente nella rappresentazione delle grandezze nel piano complesso dove due grandezze complesse Z e Z' legate dall'espressione $ZZ' = 1$, hanno i moduli tali che $zz = 1$ e gli argomenti φ, φ' tali che $\varphi + \varphi' = o$, ovvero $\varphi' = -\varphi$. Alla inversione per raggi vettori reciproci si accompagna quindi una riflessione rispetto all'asse reale. Ma pei nostri scopi, interessando essenzialmente i moduli, la riflessione accennata può essere sottintesa senza danno per la chiarezza dell'esposizione.

Così appunto si è fatto, anche per maggiore evidenza grafica, nei diagrammi che seguono.

La possibilità di studiare il variare della V con ω per questa via non è in alcun modo legato alla natura geometrica del luogo P dell'estremo del segmento che rappresenta la impedenza ed ha carattere di piena generalità.

Simili rappresentazioni grafico-analitiche in cui si parte dal luogo degli estremi di un vettore funzione di un dato parametro, che nel nostro caso è la frequenza, per risalire per inversione al luogo degli estremi di un altro vettore sono state chiamate da Blondel « acrogrammi » in un recente studio completo della questione (1).

Poichè interessa semplificare al massimo questo cenno seguiremo un metodo meno generale ed elegante ma più pratico, partendo caso per caso dalla rappresentazione del luogo base in coordinate cartesiane ed applicando le più note ed elementari nozioni geometriche.

Nel caso esaminato è noto che la curva inversa della retta TT' è un cerchio passante per l'origine O, avente centro sulla OA e diametro uguale ad $\frac{1}{r}$.

Il cerchio è dunque quello tracciato nella fig. 9 e denota, al variare di ω e per esso allo spostarsi di P sulla TT' il variare di V. Si riconosce il massimo OV_0 per $\omega = \omega_0$; per ω assai piccoli ed assai grandi la V tende a zero. Si avranno uguali valori di V per coppie di valori di pulsazione pei quali:

$$m\,\omega_2 - \frac{c}{\omega_2} = \frac{c}{\omega_1} - m\,\omega_1$$

e quindi per:

$$\omega_1\,\omega_2 = \omega_0^2.$$

Per tali valori risulta la φ uguale in valore ed opposta in segno cioè in avanzo in un caso ed in ritardo nell'altro.

Se per uno stesso sistema elastico di date m e c, la r varia, varierà la posizione e non la direzione della retta TT', cioè la sua distanza r, dall'origine O; varia in conseguenza il diametro $\frac{1}{r}$ del cerchio che le corrisponde nell'inversione che passerà sempre per O ed avrà il suo centro su OA.

Nulla è variato nella graduazione sulla $T\,T'$ in corrispondenza ai diversi valori di ω.

I punti di uguale ω al variare di r giacciono quindi su parallele alla direzione base OA (fig. 10).

Questi risultati, in cui si considera la velocità V del moto oscillatorio, possono vantaggiosamente estendersi agli spostamenti X.

Il valore massimo dello spostamento X è dato dalla [9'] per mezzo della espressione:

$$X = \frac{F}{\omega\,Z}$$

Pertanto, se interessa solo trovare la grandezza ed il modulo di X partendo da F, dovremo dividere questa per ωZ.

---

(1) BLONDEL: *La geometrie analytique des acro-grammes applicables à la représentation des regimes des appareils à courant alternatif.* « Revue Générale de l'Electricité », Nn. 24, 25 e 26, anno 1938.

Vedasi anche: *Fondamenti di geometria applicata alle correnti alternate.* « Elettrotecnica », 1926.

FIG. 10.

Si potrà anche col Kennelly introdurre il concetto di impedenza meccanica di spostamento ponendo:

$$Z_s = \omega Z \qquad [11]$$

ed attribuendo, per contrapposto, alla Z già nota, la denominazione di impedenza meccanica di velocità, denominazione che però verrà usata soltanto quando essa divenga necessaria ad evitare equivoci, e ciò per evidenti ragioni di brevità.

Risulta allora:

$$Z_s = \omega \sqrt{r^2 + \left(m\omega - \frac{C}{\omega}\right)^2} \qquad [11']$$

cioè:

$$Z_s = \sqrt{(\omega r)^2 + (m\omega^2 - c)^2} \qquad [11'']$$

Potremo allora, fissata una origine O, tracciare il luogo dei punti P, estremi dei segmenti che rappresentano in grandezza Z_s, interpretando questa come ipotenusa di un triangolo rettangolo avente per cateti rispettivamente:

$$r\omega \text{ ed } m\omega^2 - c \text{ (1)}.$$

Assunta una coppia di assi ortogonali, porremo nel caso ora considerato:

$$X = r\omega \qquad [12]$$
$$y = m\omega^2 - c$$

Da questa rappresentazione parametrica, passeremo alla equazione in x ed y del luogo eliminando ω.

Risulta pertanto:

$$y = m\frac{x^2}{r^2} - c \qquad [13]$$

che è la equazione di una parabola avente l'asse verticale secondo l'asse della y, il vertice V nel punto $y = -c$, e che taglia l'asse delle x nei punti di ascissa

$$\pm\sqrt{\frac{c}{m}}\,r \text{ cioè } \pm\omega_0 r,$$

come del resto era necessario per la stessa costruzione eseguita.

(1) Per quanto concerne la fase di X rispetto a Z si terrà presente che la X segue la V di 90°; ricordando la osservazione in nota a pag. 11 circa la fase di V rispetto ad F, anche la fase di X rispetto ad F è pienamente definita. Partendo da un punto generico P sul diagramma di impedenza ed assunta come direzione base quella OA della forza F, la fase di X si troverà tracciando la direzione OP' simmetrica di OP rispetto ad OA e spostandosi rispetto ad OP' di 90° in ritardo. Per le ragioni già accennate, non eseguiremo di regola tali determinazioni relative alla fase di X, interessando per la presente ricerca soltanto i moduli.

Per una stessa parabola i punti (fig. 11) come P_1 sopra la orizzontale OA per l'origine O corrispondono a pulsazioni $\omega > \omega_0$; e quelli come P_2 al disotto di OA corrisponde $\omega < \omega_0$.

Questa volta però ad A non corrisponde il minimo dell'impedenza che cade invece in quel punto Pm in cui il raggio vettore OPm è normale alla parabola. È facile costruire Pm ricordando che la parabola ha sottonormale costante ed uguale al parametro p quando l'equazione è scritta nella forma ridotta $X^2 = 2\,py$. Nel nostro caso

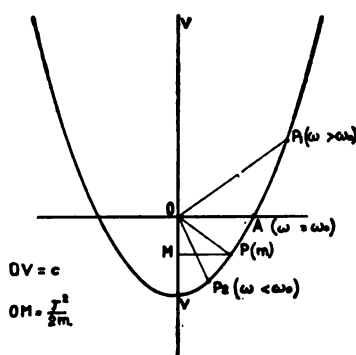
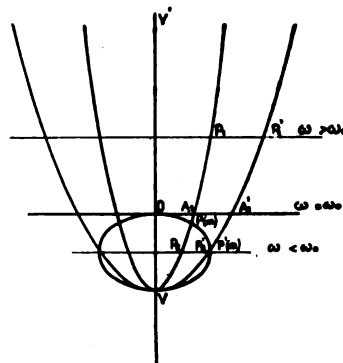



Fig. 11. Fig. 12.

la sottonormale è $\dfrac{r^2}{2\,m}$. Per trovare il punto $P(m)$ basterà pertanto riportare da O verso il vertice $OM = \dfrac{r^2}{2\,m}$ e condurre da M così trovato la orizzontale che taglia la parabola nel punto $P(m)$ cercato.

Qualora la r varii, restando immutate la m e la o, è facile riconoscere che per una stessa ω il punto P si sposta su una normale all'asse $V\,V'$ in quanto la y non varia mentre la x è semplicemente proporzionale ad r (fig. 12).

Con ciò la graduazione della ω è comune a tutte le parabole della famiglia, mentre sulle OA relative ad $\omega = \omega_0$ i punti di intersezione A_1 A_2 ..... staccano segmenti che rappresentano senz'altro r_1, r_2 ..... nella scala grafica del disegno. Il luogo dei punti Pm pei quali sulle diverse curve tracciate la impedenza è minima è un ellisse avente centro su VV', l'asse minore di lunghezza c secondo VV' stesso e l'asse maggiore di lunghezza $\sqrt{2}\ c$.

Anche qui per una forza applicata di valore massimo unitario si potrà ricavare il diagramma polare dei valori massimi di Xm prendendo gli inversi delle impedenze di spostamento OP date dal diagramma.

La geometria insegna che la inversa per raggi vettori reciproci di una conica è una curva del quarto ordine che ha un punto doppio nel polo e due punti doppi in ciascuno dei punti ciclici del piano (quartica bicircolare) (1). Si riportano nella fig. 13 alcuni diagrammi polari di X ottenuti per inversione delle parabole relative a vari valori di r. I diagrammi della X che competono ad uno stesso sistema con r variabile, tendono a confondersi per ω assai piccole e per ω assai grandi; assumono infatti

(1) Vedansi gli articoli citati a pag. 12.

FIG. 13.

nel primo un valore poco diverso dallo spostamento elastico statico, mentre nel secondo caso tendono ad annullarsi.

Il massimo si ha per:

$$\frac{\omega_M}{\omega_0} = \sqrt{1 - \frac{\theta^2}{2\pi^2}} \; ;$$

per θ piccolo si può ritenere praticamente $\omega_M = \sim \omega_0$ con un errore trascurabile. Per $\frac{\theta}{\pi} = 0{,}5$ l'errore è infatti di circa il 6 %; per $\frac{\theta}{\pi} = 0{,}31$ l'errore è minore del 2,5 %.

Tornando ora allo spostamento di fase φ tra la velocità V e la forza F e ricordando la espressione [6], è chiaro che, ricordando la [3'] potremo anche scrivere:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{m\,\omega - \frac{e}{\omega}}{\frac{m\,\omega_0\,\theta}{\pi}}$$

e quindi:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\pi}{\theta} \left(\frac{\omega}{\omega_0} - \frac{\omega_0}{\omega} \right) \qquad [14]$$

Pertanto, per un sistema elastico di date m e c e quindi data ω_0 ma con r variabile e quindi con θ variabile, il diagramma cartesiano di tg φ al variare di $\frac{\omega}{\omega_0}$ cioè del rapporto fra la pulsazione delle oscillazioni impresse e quella delle oscillazioni libere del sistema è dato dalla fig. 14 per diversi valori di θ.

L'analogo diagramma di φ è dato nella fig. 15.

I diagrammi mostrano che lo spostamento di fase φ tra forza alternativa applicata e velocità è di $\frac{\pi}{2}$ in anticipo per le basse frequenze; passa per lo zero per $\omega = \omega_0$; tende a $\frac{\pi}{2}$ in ritardo per le frequenze più elevate. Per i piccoli valori di θ la variazione da $\frac{\pi}{2}$ in avanzo a $\frac{\pi}{2}$ in ritardo attraverso il valore zero per $\omega = \omega_0$ è molto brusca ed avviene entro un intervallo brevissimo attorno ad ω_0. La variazione è sempre più lenta e graduale col crescere di θ. Uguali considerazioni valgono per lo

2

FIG. 14.

FIG. 15.

spostamento per quanto concerne il suo passaggio dal valore zero alle basse frequenze al valore π alle frequenze più elevate attraverso il valore $\frac{\pi}{2}$ per $\omega = \omega_0$ (1).

---

(1) Si confrontino in proposito le due graduazioni per le ordinate della fig. 15 e si noti che la graduazione sinistra (angolo di fase spostamento-forza) si ottiene da quello destro (angolo di fase velocità-forza) aggiungendo 90°.

I diagrammi mostrano anche che, in accordo con quanto è stato già esposto, l'angolo φ assume due valori uguali e di segno contrario per due pulsazioni ω_1 e ω_2 tali che ω_1, $\omega_2 = \omega_0^2$, cioè che ammettono ω_0 come media geometrica. Ciò giustifica l'uso pei diagrammi di ascisse con scala logaritmica per renderli simmetrici rispetto all'ascissa $\frac{\omega}{\omega_0} = 1$.

L'espressione $\frac{\pi}{\theta}$ che appare nella formula di tg φ ha un significato fisico molto importante.

Si noti infatti che per $\omega = \omega_0$:

$$Z_s = \omega_0 \, r$$

e quindi:

$$X\,(\omega_0) = \frac{F}{\omega_0 \, r}\;;$$

invece per $\omega = o$ cioè sotto l'azione di forze statiche è notoriamente $X_s = \frac{F}{c}$.

Pertanto il rapporto $\frac{X(\omega_0)}{X_s}$ tra lo spostamento nella condizione di risonanza e lo spostamento statico è:

$$\frac{X\,(\omega_0)}{X_s} = \frac{c}{\omega_0\, r} = \frac{m\,\omega_0}{r} = \frac{\pi}{\theta}\,.$$

Alla quantità $\frac{\pi}{\theta}$ è stato dato il nome di fattore di ingrandimento ρ degli spostamenti alla risonanza. Valgono dunque le relazioni:

$$\rho = \frac{c}{\omega_0\, r} = \frac{m\,\omega_0}{r} = \frac{\sqrt{m\,c}}{r} = \frac{\pi}{\theta} \qquad [15]$$

$$\text{e} \qquad \rho\,\theta = \pi$$

Altra grandezza molto usata è l'angolo ε di smorzamento. Ricordando che alla risonanza meccanica $m\omega_0$ e $\frac{c}{\omega_0}$ sono uguali, avremo, considerando successivamente i due triangoli $O\,A\,P$ od $O\,A\,P'$ (fig. 16):

$$\text{tg}\ \varepsilon = \frac{r}{m\,\omega_0} = \frac{r\,\omega_0}{c}$$

Avremo quindi:

$$\text{tg}\ \varepsilon = \frac{1}{\rho} = \frac{\theta}{\pi} \qquad [16]$$

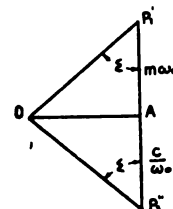
Fig. 16.

ed anche:

$$\rho\ \text{tg}\ \varepsilon = 1 \qquad [17]$$

ovvero:

$$\theta = \pi\ \text{tg}\ \varepsilon. \qquad [18]$$

Anticipando alquanto l'esposizione di alcuni dati che verranno inclusi nel seguito del presente articolo si accennerà che il decremento logaritmico θ può assumere per

alcune speciali strutture il valore 1,5 mentre per semplici sbarre di un sol pezzo scende al valore 0,016.

Fra questi due valori estremi il fattore di ingrandimento ρ varia da un minimo di circa 2 ad un massimo di circa 200.

Una lamina vibrante presenta accentuatissimo l'aumento di ampiezza alla risonanza a differenze di strutture molto smorzate.

L'angolo ε varia da circa 27° nel primo caso a circa 17' nel secondo.

Alle due pulsazioni ω_1 e ω_2 in cui l'angolo φ è di 45° in anticipo od in ritardo si avrà evidentemente:

$$\frac{\omega_2}{\omega_0} - \frac{\omega_0}{\omega_2} = \frac{\theta}{\pi}$$

$$\frac{\omega_0}{\omega_1} - \frac{\omega_1}{\omega_0} = \frac{\theta}{\pi}$$

Si ricava allora:

$$\omega_2^2 - \omega_0^2 = \omega_0\,\omega_2\,\frac{\theta}{\pi}$$

$$\omega_0^2 - \omega_1^2 = \omega_0\,\omega_1\,\frac{\theta}{\pi}$$

che dànno la:

$$\omega_2 - \omega_1 = \omega_0\,\frac{\theta}{\pi}$$

che fornisce la:

$$\frac{\theta}{\pi} = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_0} \qquad [19]$$

Questa espressione è molto importante poichè permette di ricavare il decremento logaritmico θ note che siano le due pulsazioni ω_1 ed ω_2 per le quali l'angolo di spostamento di fase φ tra F e V è di 45° in ritardo od in anticipo.

Si ha dunque:

$$\text{tg}\,\varepsilon = \frac{1}{\rho} = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_0} \qquad [19']$$

e

$$\theta = \pi\,\frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_0} \qquad [19'']$$

Nulla vieta di sostituire in queste espressioni ad ω_2, ω_1, ω_0 le rispettive frequenze e di scrivere:

$$\text{tg}\,\varepsilon = \frac{1}{\rho} = \frac{\Delta f}{f_0} \qquad [20]$$

e

$$\theta = \pi\,\frac{\Delta f}{f_0} \qquad [21]$$

Le formule [19], [19''], [20], [21] sono di corrente impiego nella pratica.

Poichè per:

$$\varphi = 45^0 \quad , \quad Z = \sqrt{2}\, r$$

è chiaro che la velocità V sarà in corrispondenza di tali frequenze uguale a $\frac{V_0}{\sqrt{2}}$ se V_0 è il valore per la condizione di risonanza.

Noto pertanto il diagramma di V per ω variabile, basterà scegliere le due pulsazioni per le quali l'ordinata è $\frac{1}{\sqrt{2}} = 0{,}707$ di quella massima nella condizione di risonanza ed applicare la [21] o la [20].

In generale, se si ricercano sulla curva della velocità i punti la cui ordinata è una data frazione α dell'ordinata per $\omega = \omega_0$ (e quindi praticamente della ordinata massima) si porrà la condizione:

$$\frac{1}{\sqrt{r^2 + \left(m\omega - \frac{C}{\omega}\right)^2}} = \frac{\alpha}{r}$$

cioè:

$$\left(\frac{\omega}{\omega_0} - \frac{\omega_0}{\omega}\right)^2 = \frac{1 - \alpha^2}{\alpha^2} \frac{\theta^2}{\pi^2}$$

da cui, designata per ω_2 la pulsazione maggiore di ω_0, e per ω_1 quella minore:

$$\omega^2_2 - \omega^2_0 = \frac{\sqrt{1 - \alpha^2}}{\alpha^2} \frac{\theta}{\pi}$$

$$\omega^2_0 - \omega^2_1 = \frac{\sqrt{1 - \alpha^2}}{\alpha} \frac{\theta}{\pi}$$

od anche:

$$\frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_0} = \frac{\sqrt{1 - \alpha^2}}{\alpha} \frac{\theta}{\pi}$$

ovvero:

$$\frac{\theta}{\alpha} = \frac{\alpha}{\sqrt{1 - \alpha^2}} \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_0} \qquad [22]$$

che per:

$$\alpha = \frac{1}{\sqrt{2}}$$

dà ancora la:

$$\frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_0} = \frac{\theta}{\pi}$$

mentre per:

$$\alpha = \frac{1}{\sqrt{3}}$$

dà:

$$\frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_0} = \sqrt{2}\, \frac{\theta}{\pi}$$

e per:

$$\alpha = \frac{1}{2}$$

dà infine:

$$\frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_0} = \sqrt{3}\,\frac{\theta}{\pi}$$

Disponendo della curva degli spostamenti X e ricordando che in generale $X = \frac{F}{\omega Z}$ avremo, ricordando che Z, per la condizione in cui l'angolo φ è di 45°, è espresso da da $\sqrt{2}\,r$:

$$X_2 = \frac{F}{\omega_2 \sqrt{2}\, r} \quad ; \quad X_1 = \frac{F}{\omega_1 \sqrt{2}\, r}$$

e quindi:

$$X_2 = \frac{X_0\,\omega_0}{\sqrt{2}\,\omega_2} \quad ; \quad X_1 = \frac{X_0\,\omega_0}{\sqrt{2}\,\omega_1}$$

in questo caso pertanto i due spostamenti X_1 ed X_2 per le due pulsazioni ω_2 ed ω_1 per cui $\varphi = \pm 45°$ non sono in realtà uguali e nel rapporto $\frac{1}{\sqrt{2}}$ rispetto allo spostamento X_0 nella condizione di risonanza ma lievemente diversi; e se si suppone:

$$\omega_2 > \omega_0 > \omega_1$$

sarà:

$$X_2 < \frac{X_0}{\sqrt{2}} \quad \text{e} \quad X_1 > \frac{X_0}{\sqrt{2}}$$

Si potrà invece scrivere:

$$X_1\, X_2 = \frac{X^2_0}{2}$$

Tuttavia, dati i valori di θ che si incontrano nelle applicazioni tecniche, l'errore che si commette ritenendo che per le due pulsazioni ω_2 e ω_1 per le quali $\varphi = \pm 45°$ si abbia $X_2 = X_1 \frac{X_0}{\sqrt{2}}$ è in molti casi abbastanza piccolo. L'errore che si commette non è praticamente sensibile finchè $\theta \lesssim 0,31$. Si potrà allora senza grave errore estendere agli spostamenti le formule pienamente valide per il diagramma delle velocità.

$$\theta = \pi\,\frac{\Delta\omega}{\omega_0} = \pi\,\frac{\Delta f}{f_0}$$

In generale, se si ricercano le pulsazioni ω_1 e ω_2 per le quali, nel diagramma degli spostamenti, le ordinate sono la frazione α di quella massima si porrà:

$$\frac{1}{\omega\sqrt{r^2 + \left(m\omega - \frac{C}{\omega}\right)^2}} = \frac{\alpha}{\omega_0\, r}$$

da cui dopo facili trasformazioni:

$$\frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{\omega_0^2} = 2 \frac{\sqrt{1 - \alpha^2}}{\alpha} \frac{\theta}{\pi} \qquad [23]$$

od anche:

$$\frac{\theta}{\pi} = \frac{\alpha}{\sqrt{1 - \alpha^2}} \frac{\omega_2 + \omega_1}{2\,\omega_0} \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_0} \qquad [23']$$

Inoltre si ha:

$$\frac{\omega_1^2\,\omega_2^2}{\omega_0^4} = 1 - \frac{1 - \alpha^2}{\alpha^2} \frac{\theta^2}{\pi^2}$$

che peí casi pratici può scriversi senza errore apprezzabile:

$$\omega_1\,\omega_2 = \sim \omega_0^2$$

analogamente a quanto è stato trovato per le velocità.

Per:

$$\alpha = \frac{1}{\sqrt{2}}$$

risulta dalla:

$$\frac{\theta}{\pi} = \frac{\omega_2 + \omega_1}{2\,\omega_0} \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_0}$$

che coincide con la formula dimostrata per le velocità salvo il fattore correttivo

$$\frac{\omega_2 + \omega_1}{2\,\omega_0}$$

alquanto minore dell'unità.

Questa analisi del moto oscillatorio di un sistema elastico non può prescindere, sia pure nel suo aspetto di semplice richiamo, dalla considerazione della potenza dissipata.

Poichè il valore istantaneo della potenza è notoriamente dato da fv, cioè da:

$$F \text{ sen } \omega t \,.\, V \text{ sen } (\omega t - \varphi)$$

è chiaro che in generale la potenza potrà esprimersi nel tempo con:

$$W = \frac{F\,.\,V}{2} [\cos \varphi - \cos (2\,\omega t - \varphi)] \qquad [24]$$

Secondo che $\varphi = 0$; ovvero $0 < \varphi < \frac{\pi}{2}$; ovvero $\varphi = \frac{\pi}{2}$ la curva avrà ordinate sempre positive; oppure anche in parte negative, finchè nel terzo caso essa risulta simmetrica rispetto allo zero. In ogni caso essa risulterà da un termine costante $\frac{FV}{2} \cos \varphi$ cui è sovrapposto un termine $\frac{FV}{2} \cos (2\,\omega t - \varphi)$ di pulsazione $2\,\omega$ cioè di frequenza doppia di quella impressa.

Passando al valore medio di W, sparisce il termine a frequenza $2f$ e si ha:

$$W_m = \frac{FV}{2} \cos \varphi \qquad [25]$$

che riproduce esattamente la analoga formula della Elettrotecnica per le correnti alternate sinusoidali. La presenza del fattore 2 a denominatore si deve al fatto che qui la F e la V sono i valori massimi, mentre nella teoria delle correnti alternate si fanno generalmente intervenire i valori efficaci che sono $\frac{1}{\sqrt{2}}$ dei primi. La considerazione dei valori efficaci nel caso meccanico non parrebbe molto giustificata mancandone una interpretazione fisica immediata, come nel caso delle correnti alternate per gli effetti termici ed elettrodinamici.

Poichè:

$$F = VZ$$

ne deriva:

$$W_m = \frac{1}{2} V^2 Z \cos \varphi$$

e poichè:

$$\cos \varphi = \frac{r}{Z}$$

se ne ricava ancora:

$$W_m = \frac{1}{2} r V^2 \qquad [25']$$

Poichè si sa tracciare il diagramma di V per ω variabile è evidente che per una data r la curva che dà il variare di W_m con ω avrà le sue ordinate proporzionali a V^2.

Ne segue che la W_m presenterà i massimi e i minimi per le stesse ω pei quali li presenta la V.

In particolare per:

$$\omega = 0 \quad ; \quad V = 0 \quad ; \quad W_m = 0$$

$$\omega = \omega_0 \quad ; \quad V = \frac{F}{r} \quad ; \quad W_m = \frac{F^2}{2r}$$

$$\omega = \infty \quad ; \quad V = 0 \quad ; \quad W_m = 0$$

La condizione $\omega = \omega_0$ è condizione di massimo per ambedue le curve.

Si osserva poi che alle due frequenze ω_2 ed ω_1 per le quali lo spostamento fase fra F e V è $\pm$ 45°, come la V è nel rapporto di $\frac{1}{\sqrt{2}}$ rispetto all'ordinata massima per $\omega = \omega_0$, così la W_m sarà nel rapporto $\left(\frac{1}{\sqrt{2}}\right)^2 = \frac{1}{2}$ rispetto all'ordinata massima per $\omega = \omega_0$.

Tracciato pertanto il diagramma della W_m si troveranno ω_2 ed ω_1 ovvero f_2 ed f_1 come ascisse dei due punti che hanno per ordinata sul diagramma la metà di quella massima.

Le considerazioni fin qui svolte permetterebbero già di effettuare in modo completo lo studio delle caratteristiche elastiche di un sistema partendo:

a) dal diagramma delle V in funzione di ω o di f;

b) dal diagramma delle X in funzione di ω o di f;

c) dal diagramma delle W (1) in funzione di ω o di f;

---

(1) Si abbandona per semplicità la notazione Vm poichè è escluso ogni pericolo di confusione in quanto si sta esponendo.

qualora si potesse disporre di una forza alternativa di ampiezza costante e di frequenza variabile.

Infatti in questi casi noi potremo dedurre dalla frequenza che dà la ordinata massima, esattamente nei casi *a*) e *c*), con buona approssimazione per il caso *b*), la pulsazione ω_0 e la frequenza f_0 propria del sistema.

La determinazione del decremento logaritmico θ che è l'altro elemento tecnicamente importante può farsi sullo stesso diagramma di cui si dispone con le:

$$\theta = \pi \frac{\Delta\omega}{\omega_0} \qquad e \qquad \theta = \pi \frac{\Delta f}{f_0}$$

rilevando che le due pulsazioni ω_1 e ω_2 e le due frequenze f_1 ed f_2 e trovandone le differenze $\Delta\omega$ o Δf.

Ciò si farà nel caso *a*) rilevando le ascisse corrispondenti alle ordinate uguali ad $\frac{1}{\sqrt{3}}$ dell'ordinata massima; nel caso *c*) rilevando le ascisse corrispondenti alle ordinate uguali ad 1/2 dell'ordinata massima. Nel caso *b*) si potrà procedere per approssimazione come in *a*) nelle costruzioni in cui $\theta \lessgtr 0{,}31$.

Anzichè sui diagrammi *a*), *b*), *c*) ci si potrebbe fondare unicamente su misure di fase fra F e V o fra V ed X, prendendo per ω_0 od f_0 la pulsazione ovvero la frequenza per la quale F e V sono in fase ovvero F ed X sono in quadratura. La ω od f potrebbero essere direttamente rilevate in corrispondenza dello spostamento di fase di 45° in avanzo ed in ritardo fra V e F ovvero di 45° in avanzo e di 135° in ritardo fra X ed F. Le determinazioni per questa via possono però risultare difficoltose per sistemi con θ assai piccolo.

In ogni caso, noti ω_0 e θ, il sistema elastico è già sufficientemente individuato e si dispone già di due condizioni per risalire ai parametri r, m, e che lo individuano in modo completo.

Infatti essendo:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \qquad e \qquad \theta = \pi \frac{r}{m\,\omega_0}$$

si ottiene:

$$\sqrt{mc} = \frac{\pi r}{\theta}$$

e quindi:

$$c = \frac{\omega_0 \pi r}{\theta} \quad ; \quad m = \frac{\pi r}{\theta\,\omega_0}$$

Se dunque si conosce uno dei tre parametri x, r, m, c si possono trovare gli altri due.

Le ipotesi possono essere varie.

Ad esempio si potrà ricavare la c da una prova statica come rapporto fra F ed X. In tal caso:

$$r = \frac{\theta}{\omega_0 \pi} c \quad ; \quad m = \frac{c}{\omega_0^2}$$

Si potrà invece ricavare la r dai diagrammi a), b), c) in corrispondenza dell'ordinata massima:

nel caso a):

$$r = \frac{F}{V\,(\omega_0)}$$

nel caso b):

$$r = \frac{F}{\omega_0\, X\,(\omega_0)}$$

nel caso c):

$$r = \frac{F}{2\,W\,(\omega_0)} \quad .$$

Allora la m e la c si ricavano con le formule già trovate.

Si potrà infine cercare di determinare la m. Evidentemente nel caso di un elemento singolo e concentrato come nella fig. 1 questa determinazione sarebbe la più semplice ed immediata ma, per sistemi anche semplici come in fig. 17 ma già con massa distribuita, la determinazione della m da associare alla c presa nel punto di applicazione della forza alternativa non è più così semplice ed immediata.

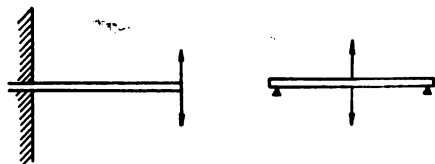



FIG. 17.

In tal caso, dal punto di vista sperimentale, conviene, quando è possibile, aggiungere nel punto di applicazione della forza alternativa una massa concentrata aggiuntiva m' di valore noto. Studiando il nuovo sistema elastico ottenuto con la alterazione della massa si troverà una nuova pulsazione propria ω_0' ed una nuova frequenza propria $f'o$, minori di ω_0 e di fo. Non avendo alterata la c, risulterà:

$$\omega_0' = \sqrt{\frac{c}{m + m'}}$$

e poichè nel sistema originario:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$$

ne risulta:

$$\frac{\omega_0'}{\omega_0} = \frac{m}{m + m'}$$

da cui:

$$m = \frac{\omega_0'}{\omega_0 + \omega_0'}\, m' \qquad [26]$$

od anche:

$$m = \frac{f_0'}{f_0 - f_0'} \qquad [26']$$

Noto m, si ricava subito c e quindi la r.

Anche in questo caso pertanto la determinazione riesce possibile; anzi il determinare direttamente la m può avere interesse allo scopo di controllare alcune determinazioni che della m stessa si possono fare per via teorica.

Di tali determinazioni si riporta in Appendice un esempio per il caso semplicissimo della trave omogenea soggetta solo al proprio peso e riposante su due appoggi; esempio che è utile più che altro a chiarire il concetto di massa ridotta o fittizia del sistema che alla m si associa.

È opportuno osservare che nel corso di queste considerazioni sui sistemi elastici si è tacitamente passati dal caso semplice della fig. 1 a strutture più o meno complesse alle quali si sono accennati come pienamente applicabili i risultati ottenuti. Importa ora, se non dimostrare che la estensione è lecita, accennare almeno agli aspetti che praticamente la giustificano.

In sostanza per il sistema semplice di fig. 1 è stato ammesso:

— proporzionalità fra forze staticamente applicate e spostamenti;
— massa concentrata;
— proporzionalità fra resistenza di smorzamento e velocità.

Di queste tre ipotesi, la prima è senz'altro valida comunque complesso sia il sistema purchè non si esca dal campo delle deformazioni elastiche. Alla seconda ipotesi ci si può riportare — come si è accennato — mediante la introduzione del concetto di massa ridotta. Quella che, nella estensione, può porgere il fianco a maggiori o serie obbiezioni, è invece la terza ipotesi.

In realtà infatti la proporzionalità tra resistenze e velocità e tra potenza dissipata e quadrato della velocità non è ammissibile che per alcuni casi di resistenza al moto nei fluidi e quindi valida con le riserve fatte per il complesso di fig. 1. In generale, nei sistemi complessi della tecnica, le cause di dissipazione di energia, localizzate in massima parte o nei collegamenti fra i diversi elementi, specialmente se eseguiti con chiodi, bulloni, chiavarde, sono essenzialmente dovute all'attrito fra superficie di natura e di stato molto varii e quindi funzioni di forma assai diversa da quella supposta; in particolare per velocità molto piccole la resistenza non si annulla come vorrebbe l'ipotesi fatta e rimane sensibilmente costante per un certo intervallo. Tuttavia, dato il limitato campo di variabilità della velocità nelle applicazioni tecniche più frequenti queste differenze nella legge $R = f(v)$ non portano praticamente a differenze sensibili nei risultati i quali costituiscono sempre un elemento di riferimento della massima importanza conservando intero il loro significato sia nei rapporti tra strutture diverse, sia nei rapporti fra i successivi stati di una stessa struttura.

* * *

Le considerazioni ora svolte e che permetterebbero già di eseguire lo studio completo delle caratteristiche di un sistema elastico non possono però essere suscettibili di una applicazione completa ed immediata nella pratica perchè la condizione presa per base di potere disporre di una forza alternativa di frequenza variabile e di ampiezza costante non è nella pratica soddisfatta. Infatti i mezzi pratici che si adoperano per ottenere le forze alternative da applicare ai sistemi da studiare sono basati essenzialmente sull'utilizzazione della forza centrifuga che prende origine da masse di determinata eccentricità e. In tal caso l'ampiezza della forza — come verrà meglio dimostrato nel corso di questo articolo — è della forma:

$$F = M\, e\, \omega^2$$

od anche:

$$F = A\, \omega^2 \quad \text{ove } A = Me$$

La forza ha quindi una ampiezza che varia col quadrato della frequenza; il provvedimento di fare variare la eccentricità c in ragione inversa di ω^2 in modo da ottenere $e\,\omega^2$ costante e quindi la ampiezza costante non è praticamente attuabile. In pratica la eccentricità c viene fissata all'inizio di una serie di prove a frequenza variabile e non varia finchè non si inizia una nuova serie; quindi la variazione dell'ampiezza della forza con ω^2 è inevitabile.

Con ciò le forme delle curve che dànno l'andamento di V, X, W_m con ω vengono necessariamente a variare.

Naturalmente nulla impedirebbe — tracciate le curve di V, X ovvero di W per forze variabili con ω^2 — di risalire a quelle per forza di ampiezza costante. Basterebbe dividere le ordinate di V ed X per ω^2 e quelle della curva W per ω^4, ma il procedimento sarebbe lungo e laborioso e pertanto praticamente inattuabile.

Esaminiamo perciò in quale misura tale variabilità viene ad alterare le conclusioni che si sono tratte.

La velocità V si ottiene ancora dividendo la ampiezza F per l'impedenza meccanica Z. Avremo dunque:

$$V = \frac{A\,\omega^2}{\sqrt{r^2 + \left(m\,\omega - \frac{c}{\omega}\right)^2}} \qquad [27]$$

Come risulta dalle curve della fig. 18 che si riferiscono ad un dato sistema elastico con m e o fissate ma con r variabile, la V è nulla per $\omega = o$ qualunque sia r o θ; le varie curve, che sono tangenti nell'origine all'asse delle ascisse, raggiungono un massimo per un ω_M tale che:

$$\left(\frac{\omega_M}{\omega_0}\right)^2 = 2\left(1 - \frac{\theta^2}{2\pi^2}\right) - \sqrt{4\left(1 - \frac{\theta^2}{2\pi^2}\right) - 3} \qquad [28]$$

ed un minimo per un ω_m tale che:

$$\left(\frac{\omega m}{\omega_0}\right)^2 = 2\left(1 - \frac{\theta^2}{2\pi^2}\right) + \sqrt{4\left(1 - \frac{\theta^2}{2\pi^2}\right) - 3} \qquad [29]$$

ed infine, per ω molto grande tendono tutte a confondersi, qualunque sia r e θ, con una retta passante per l'origine ed avente coefficiente angolare $\frac{A}{m}$

Per $\theta = o$ il massimo cade per $\omega_M = \omega_0$ ed il minimo cade per $\omega_m = \sqrt{3}\,\omega_0$; altrettanto, come si dimostrerà, può affermarsi per approssimazione quando θ è molto piccolo.

Crescendo θ la ω_M e la ω_m si avvicinano finchè coincidono per $\frac{\theta}{\pi} = 0{,}52$, cioè per $\theta = 1{,}63$.

In tal caso la curva presenta un punto di inflessione per un valore tale che si ha:

$$\frac{\omega_M}{\omega_0} = \frac{\omega_m}{\omega_0} = 1{,}31 \, .$$

Per θ superiore ad 1,63 i valori di ω_M e di ω_m divengono immaginari e la curva ha un andamento crescente,

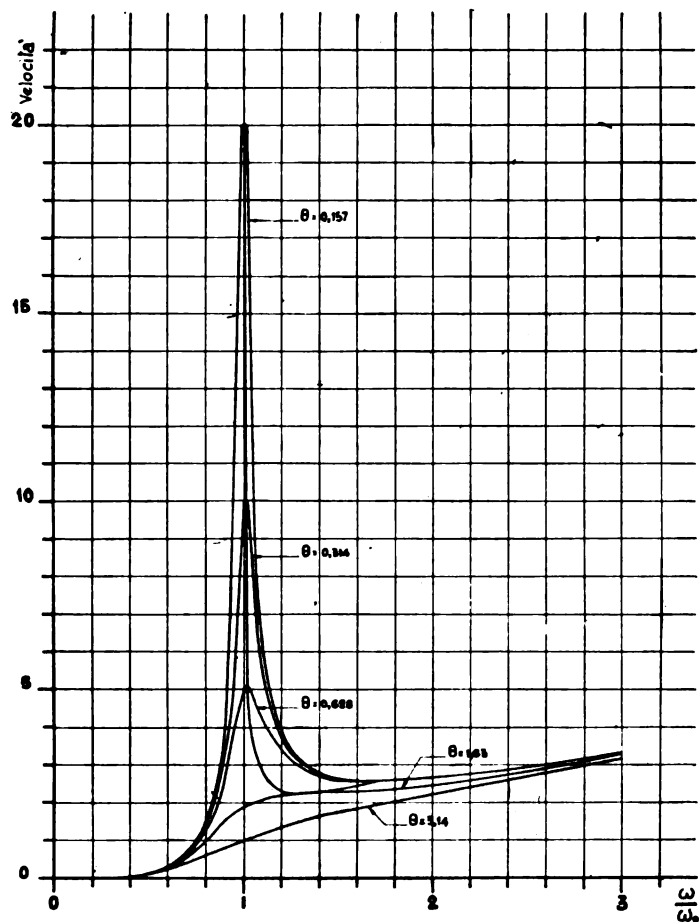
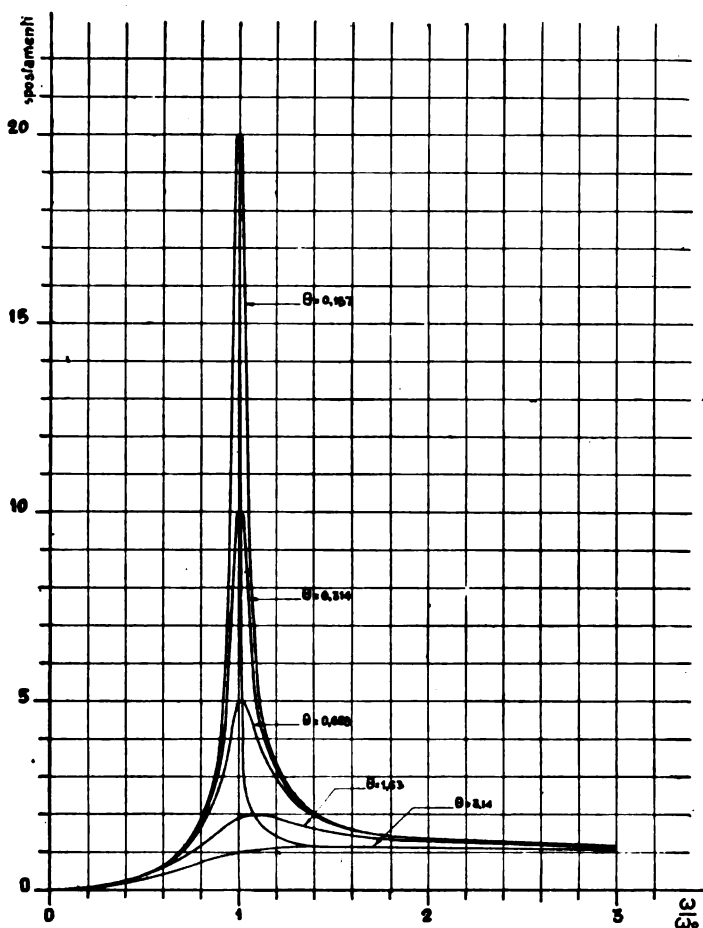



FIG. 18. FIG. 19.

Questi casi in cui la curva, anzichè presentare un massimo ed un minimo distinti, presenta un punto di inflessione con tangente orizzontale od ha un andament crescente per tutto il campo dei valori di ω_0, possono presentarsi in qualche caso della tecnica: non hanno quindi solo un interesse teorico.

Quando il massimo ed il minimo esistono può essere interessante notare che:

$$\left(\frac{\omega_M}{\omega_0}\right)^2 + \left(\frac{\omega_m}{\omega_0}\right)^2 = 4\left(1 - \frac{\theta^2}{2\pi^2}\right)$$

mentre:

$$\frac{\omega_M \cdot \omega_m}{\omega_0^2} = \sqrt{3}$$

Si potrebbe pensare di utilizzare la prima espressione per calcolare θ ma la approssimazione che se ne ricaverebbe sarebbe in generale assai limitata specialmente per i piccoli valori di questa ultima. Se, per un dato sistema avente una m ed una c prefissate si fa variare θ, è facile vedere che i massimi ed i minimi si trovano su una curva:

$$V = \frac{A\sqrt{2}\;\omega_0}{m} \; \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)}{\sqrt{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 - \left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2}}$$

tracciata nella figura per la sola parte che interessa cioè tra:

$$\frac{\omega}{\omega_0} = 1 \qquad \text{ed} \qquad \frac{\omega}{\omega_0} = \sqrt{3}$$

Per:

$$\frac{\omega}{\omega_0} = 1 \quad ; \quad V = \infty$$

mentre per:

$$\frac{\omega}{\omega_0} < \sqrt{3} \quad , \quad V = \frac{3\sqrt{3}}{2\,m} .$$

Tornando al caso dei piccoli valori di θ, si osserva che l'influenza dei termini che lo contengono nelle [28] e [29] può spesso riuscire praticamente trascurabile; anche per $\theta = 1$, valore assai grande, cioè per $\frac{\theta}{\pi} = 0{,}32$ l'errore che si commette trascurando tali termini, sia sotto il radicale che fuori, riesce, nella determinazione di $\frac{\omega}{\omega_o}$ inferiore al 62%.

Potremo quindi porre, come per $\theta = o$:

$$\frac{\omega_M}{\omega_o} = \sim 1 \quad ; \quad \frac{\omega_m}{\omega_o} = \sim \sqrt{3}$$

Quindi in molti casi il massimo cadrà praticamente in corrispondenza di ω_o ed il successivo minimo in corrispondenza di $\sqrt{3}\ \omega_o$.

Pertanto la ordinata massima è praticamente:

$$\frac{A\ \omega_o^2}{r} = \frac{A\ \omega_o\ \pi}{m\ \theta}$$

mentre l'ordinata minima sarà praticamente:

$$\frac{3\ A\ \omega_o}{m\sqrt{\frac{\theta^2}{\pi^2} + \frac{4}{3}}} = \sim \frac{3\sqrt{3}\ A\,\omega_o}{2\,m}$$

Ciò si verifica con pieno rigore per $\theta = o$ in accordo con la [27].

Quindi il rapporto fra la ordinata minima e la massima è:

$$\frac{3\sqrt{3}}{2\,\pi}\ \theta = 0{,}826\ \theta$$

e può utilizzarsi, purchè siano soddisfatte le ipotesi prese a base di questa approssimazione, per ricavare θ. Ciò sarà ammissibile quando il rapporto $\frac{\omega_m}{\omega_M}$ non si allontani molto da $\sqrt{3}$.

L'inclinazione $\frac{A}{m}$ con la quale tendono a confondersi le curve per ω assai grande può essere un altro elemento utilizzabile per la determinazione di m.

Analogamente possono trattarsi gli spostamenti X. È infatti:

$$X = \frac{A\,\omega}{\sqrt{r^2 + \left(m\,\omega - \frac{c}{\omega}\right)^2}} \qquad [30]$$

Per $\omega = o$ la X è sempre zero qualunque sia r, per m e c assegnati; le diverse curve sono quindi tangenti nella origine all'asse delle ascisse: poi vanno crescendo fino ad un massimo che cade per:

$$\omega_M = \sqrt{\frac{2}{2 - \frac{\theta^2}{\pi^2}}}\ \omega_o\ , \qquad [31]$$

cioè per un valore di ω che cresce con θ (fig. 19).

Per $\frac{\theta}{\pi} = \sqrt{2}$ si ha $\omega_M = \infty$

Per le osservazioni fatte più volte può però porsi nei casi pratici $\omega_M = \sim \omega_0$; l'errore che si ammette, anche per $\frac{\theta}{\pi} = 0{,}5$ non supera il 5 % circa. Pertanto la ordinata massima è:

$$X_M = \sim \frac{A\,\omega_o}{r}$$

Quando ω cresce e tende ad infinito, le curve tendono nuovamente a confondersi prendendo un andamento assai lentamente decrescente e ad assumere asintoticamente un'ordinata limite che è indipendente da r e che può esprimersi con:

$$X\infty = \frac{A}{m}$$

La espressione trovata può anche scriversi:

$$X\infty = \frac{A\,\omega_o^2}{c} \qquad [32]$$

che ha un significato fisico semplice; lo spostamento limite $X\infty$ è uguale allo spostamento statico elastico per una forza avente il valore di quella $A\ \omega_0^2$ che risulta per la pulsazione di risonanza del sistema.

È facile ricavare:

$$\frac{X\infty}{X_M} = \frac{r}{m\,\omega_o} = \frac{\theta}{\pi} \qquad [33]$$

La importanza dei risultati espressi dalle formule trovate, le quali permettono di ricavare da $X\infty$ e X_M la massa m ed il decremento θ, rende utile la ricerca della correzione da apportare alla X ad una ω sufficientemente grande rispetto ad ω_0 per ricavarne la $X\infty$ che di per sè non sarebbe praticamente misurabile.

Sarà perciò da considerare il rapporto:

$$\frac{X}{X\infty} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\omega_o}{\omega}\right)^2 \frac{\theta^2}{\pi^2} + \left[1 - \left(\frac{\omega_o}{\omega}\right)^2\right]^2}} \qquad [34]$$

Il rapporto cercato dipende dunque in realtà da θ che è proprio l'incognita del problema, senonchè, quando il termine:

$$\frac{\omega_0}{\omega} \frac{\theta}{\pi}$$

è piccolo si può porre:

$$\frac{X}{X\infty} = \sim \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2} \qquad [35]$$

espressione la quale permette di risalire dalla X, relativa ad un valore di ω di grandezza facilmente raggiungibile, al valore della $X\infty$ cercata.

La approssimazione sarà tanto maggiore quanto più grande rispetto ad ω_0 è la ω a cui si spinge la misura di X e cioè quanto più piccolo è il rapporto $\frac{\omega_0}{\omega}$.

In realtà, anche per $\theta = 1$ e cioè per $\frac{\theta}{\pi} = 0{,}32$ l'errore che si commette sul valore del radicale è del 5,5 % circa pur fermandosi ad un valore di $\frac{\omega}{\omega_0} = 1{,}67$; se poi $\theta = 0{,}5$ cioè $\frac{\theta}{\pi} = 0{,}16$ l'errore è di circa il 5,8 %, anche fermandosi ad un valore di $\frac{\omega}{\omega_0}$ 1,25; infine per $\theta = 0{,}31$ cioè per $\frac{\theta}{\pi} = 0{,}1$ l'errore, anche fermandosi ad un valore di $\frac{\omega}{\omega_0} = 1{,}11$ diviene inferiore al 3 %.

Si deduce che per strutture a risonanza acuta sarà prudente spingere la misura di X almeno fino a 1,25 ω_0 mentre per strutture a risonanza meno acuta dovrà giungersi almeno a 1,25 ω_0; per strutture a decremento molto forte si dovrà andare almeno fino a 2 ω_0.

Dalle X rilevate per la frequenza più elevata si passa alle $X\infty$ mediante la curva della figura 20.

In modo analogo possono studiarsi le curve delle accelerazioni A che qui si danno a solo titolo di esempio (fig. 21)

I risultati precedenti, ottenuti per via analitica possono ottenersi per vie grafico-analitica per mezzo degli acrogrammi delle impedenze e successive inversioni per raggi vettori reciproci.

In tal caso però — essendo l'ampiezza della forza variabile con ω^2 — si dovrà introdurre una impedenza fittizia che nel caso della velocità sarà:

$$Zf_v = \frac{1}{\omega^2} \sqrt{r^2 + \left(m\,\omega_0 - \frac{c}{\omega}\right)^2} \qquad [36]$$

e nel caso dello spostamento sarà:

$$Zf_x = \frac{1}{\omega} \sqrt{r^2 + \left(m\,\omega - \frac{c}{\omega}\right)^2} \qquad [37]$$

Con ciò diviene ancora applicabile il metodo della inversione rispetto ad un cerchio di raggio unitario come per forze di ampiezza costante.

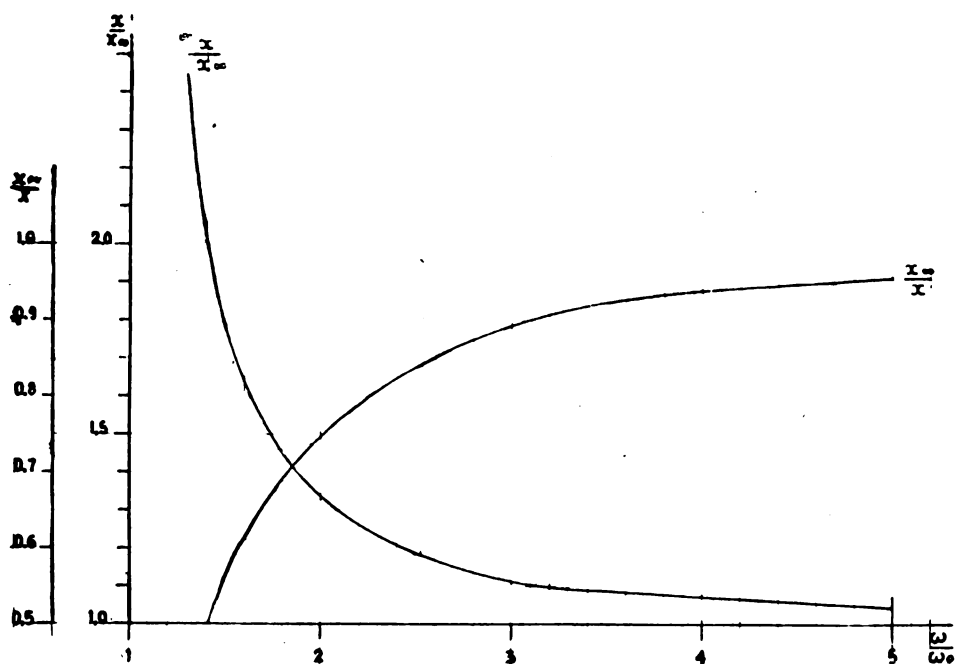



Fig. 20.

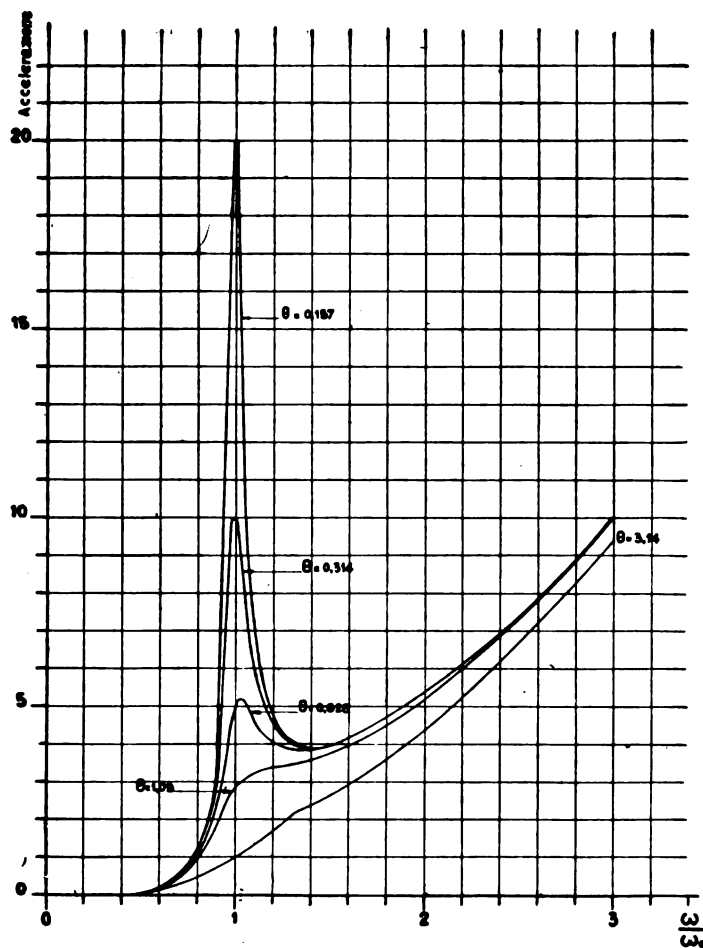



Fig. 21.

Nel 1° caso, posto:

$$x = \frac{r}{\omega} \quad , \quad y = \frac{m}{\omega} - \frac{c}{\omega^3}$$

l'equazione della curva della impedenza diviene:

$$y = m\left(\frac{x}{r}\right)^{\frac{1}{2}} - c\left(\frac{x}{r}\right)^{\frac{3}{2}} \quad [38]$$

Anche le curve inverse per le X sono rappresentate nella figura 22.

Nel secondo caso, posto:

$$X = \frac{r}{\omega} \quad ; \quad y = m - \frac{c}{\omega^2}$$

risulta:

$$y = m - \frac{c}{r^2} X^2 \quad [39]$$

Variando r si hanno pertanto delle parabole aventi il vertice nel

Fig. 22.

punto $y_0 = m$ e che possono tutte pensarsi ottenute da una qualsiasi, alterando le ascisse x nel rapporto delle rispettive r (fig. 23).

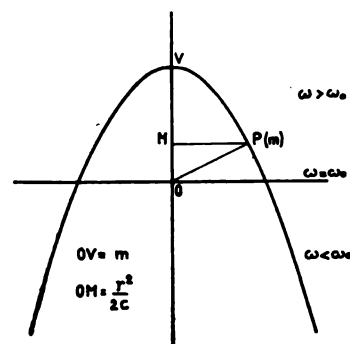



Fig. 23.

Le curve inverse che sono i diagrammi polari della X sono ancora delle quartiche bicircolari (fig. 24).

Circa la potenza è evidente, dalla espressione:

$$W = \frac{1}{2} r V^2$$

che, essendo la potenza proporzionale secondo il fattore $\frac{r}{2}$, a V^2, la curva della potenza (fig. 25) avrà i massimi, minimi, punti di zero ecc., coincidenti con quella della curva della V. Sono pertanto pienamente utilizzabili sotto questo aspetto alcuni risultati già ricavati. L'espressione della W è:

$$W = \frac{r}{2} \frac{A^2 \omega^4}{r^2 + \left(m\omega - \frac{c}{\omega}\right)^2} \qquad [40]$$

I massimi e i minimi si verificano per due valori che, analogamente a quanto avviene per le V, sono espressi da:

$$\left(\frac{\omega_M}{\omega_0}\right)^2 = 2\left(1 - \frac{\theta^2}{2\pi^2}\right) - \sqrt{4\left(1 - \frac{\theta^2}{2\pi^2}\right) - 3} \qquad [28]$$

$$\left(\frac{\omega_m}{\omega_0}\right)^2 = 2\left(1 - \frac{\theta^2}{2\pi^2}\right) + \sqrt{4\left(1 - \frac{\theta^2}{2\pi^2}\right) - 3} \qquad [28]$$

e, per θ assai piccolo, per:

$$\omega_M = \sim \omega_0 \quad ; \quad \omega_m = \sim \sqrt{3}\ \omega_0$$

FIG. 24.

FIG. 25.

Per questi valori — supposte valide le ipotesi fatte — dopo avere trascritto la [37] con qualche trasformazione:

$$W = \frac{2m^2\,\omega_0^2}{A^2 r}\;\frac{\omega^4}{\dfrac{\theta^2}{\pi^2} + \left(\dfrac{\omega}{\omega_0} - \dfrac{\omega_0}{\omega}\right)^2} \qquad [40]$$

si ottiene:

$$W_M = \frac{A^2 r}{2\,m^2}\;\frac{\omega_0^2}{\dfrac{\theta^2}{\pi^2}}$$

e:

$$W_m = \frac{A^2 r}{2\,m}\;\frac{9\,\omega_0^2}{\dfrac{\theta^2}{\pi^2} + 1{,}32}$$

che, per $\dfrac{\theta}{\pi}$ trascurabile, può scriversi:

$$W_m = \sim \frac{A^2 r}{2\,m}\;\frac{9\,\omega^2}{1{,}32}$$

Pertanto:

$$\frac{W_m}{W_M} = \sim \frac{9}{1,32} \frac{\theta^2}{\pi^2}$$

quindi:

$$\frac{\theta}{\pi} = \sim 0,386 \sqrt{\frac{W_m}{W_M}} \qquad [41]$$

od anche:

$$\theta = \sim 1,21 \sqrt{\frac{W_m}{W_M}} \qquad [41']$$

che può essere utilizzata per il calcolo di θ purchè siano soddisfatte le ipotesi prese per base.

La determinazione del decremento logaritmico θ per mezzo dei due punti aventi ordinata metà di quella massima è possibile soltanto quando:

$$\frac{W_m}{W_M} < \frac{1}{2}$$

cioè quando:

$$\theta < \frac{1,21}{\sqrt{2}}$$

ossia:

$$\theta < 0,865$$

In generale, se si prendono punti aventi ordinata α di quella massima, dovrà aversi:

$$\theta < 1,21 \sqrt{\alpha}$$

Ad analoga conclusione si sarebbe giunti qualora si fosse ricercata la condizione necessaria per applicare per la determinazione di θ il metodo basato sulla determinazione dei punti aventi ordinata $\sqrt{\alpha}$ di quella massima della curva delle velocità.

Nessuna variazione, per effetto della variabilità della F col quadrato della frequenza, si verifica nelle espressioni relative agli spostamenti di fase; e per tanto tutte le determinazioni che si basano su misure di spostamenti di fase rimangono nel caso attuale perfettamente valide e rigorose.

È invece importante osservare quali differenze vengono introdotte nella determinazione del decremento logaritmico θ partendo dalla curva degli spostamenti X o da quella della potenza assorbita.

Se in generale si ricercano le pulsazioni ω_1 ed ω_2 in corrispondenza delle quali l'ordinata della curva della X è una data frazione α dell'ordinata per $\omega = \omega_0$ e quindi praticamente dell'ordinata massima, si è condotti a porre:

$$\frac{A\,\omega}{\sqrt{r^2 + \left(m\,\omega - \frac{c}{\omega}\right)^2}} = \alpha\,\frac{A\,\omega_0}{r}$$

od anche:

$$\frac{\frac{\omega}{\omega_0}}{\sqrt{\frac{\theta^2}{\pi^2} + \left(\frac{\omega}{\omega_0} - \frac{\omega_0}{\omega}\right)^2}} = \frac{\alpha}{\frac{\theta}{\pi}}$$

Sviluppando si perviene quindi alla:

$$\left(\frac{\omega}{\omega^o}\right)^2 = \frac{1}{2\left(1 - \frac{\theta^2}{\pi^2}\alpha^2\right)}\left[2 - \frac{\theta^2}{\pi^2} \pm \sqrt{\left(2 - \frac{\theta^2}{\pi^2}\right)^2 - 4\left(1 - \frac{\theta^2}{\pi^2\alpha^2}\right)}\right] \quad [42]$$

Per $\frac{\theta}{\pi} = 0{,}32$, cioè per $\theta = 1$, $\left(\frac{\theta}{\pi}\right)^2 = \sim 0.1$; esso diviene già praticamente trascurabile rispetto a 2 (errore inferiore a 5 %); non così pei termini ove compare la espressione $\frac{\theta^2}{\pi^2\alpha^2}$ specialmente se $\alpha \lessgtr \frac{1}{\sqrt{2}}$.

Pertanto può porsi:

$$\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 = \sim \frac{1}{1 - \frac{\theta^2}{\pi^2\alpha^2}}\left[1 \pm \frac{\theta}{\pi}\sqrt{\frac{1-\alpha^2}{\alpha^2}}\right]$$

Risulta allora:

$$\frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{\omega_0^2} = \sim \frac{2\frac{\theta}{\pi}\sqrt{\frac{1-\alpha^2}{\alpha^2}}}{1 - \frac{\theta^2}{\pi^2\alpha^2}} \quad [42']$$

Per $\alpha = \frac{1}{\sqrt{2}}$ si può ancora scrivere, sia pure con minore approssimazione:

$$\frac{\omega_2^2 - \pi_1^2}{\omega_0^2} = \sim \frac{2\theta}{\pi}$$

cioè:

$$\frac{\theta}{\pi} = \sim \frac{\omega_1 + \omega_2}{2\omega_0}\,\frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_0}$$

Si ha pertanto, rispetto alla formula già trovata per la forza di ampiezza costante:

$$\frac{\theta}{\pi} = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_0}$$

un fattore correttivo $\frac{\omega_1 + \omega_0}{2\omega_0}$ minore dell'unità.

Pei vari casi della pratica e per:

$$\alpha = \frac{1}{\sqrt{2}} \quad ; \quad \alpha = \frac{1}{\sqrt{3}} \quad ; \quad \alpha = \frac{1}{2} \quad , \quad \alpha = \frac{1}{\sqrt{5}}$$

si sono costruite delle curve raccolte nel nomogramma fig. A della Tav. IX le quali permettono il calcolo immediato di θ secondo le formule:

$$\frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{\omega_0^2} = \frac{2\frac{\theta}{\pi}}{1 - 2\frac{\theta^2}{\pi^2}} \quad ; \quad \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{\omega_0^2} = \frac{2\sqrt{2}\frac{\theta}{\pi}}{1 - 3\frac{\theta^2}{\pi^2}} \quad ;$$

e

$$\frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{\omega_0^2} = \frac{2\sqrt{3}\,\frac{\theta}{\pi}}{1 - 4\,\frac{\theta^2}{\pi^2}} \quad ; \quad \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{\omega_0^2} = \frac{4\,\frac{\theta}{\pi}}{1 - 5\,\frac{\theta^2}{\pi^2}}$$

Nelle curve si è assunta la variabile $y = \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2$ e pertanto:

$$\Delta y = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{\omega_0^2} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_0}\right)^2 - \left(\frac{\omega_1}{\omega_0}\right)^2$$

riportate in ascissa nel diagramma.

La ricerca non è inutile perchè, come indicano le curve stesse, usando le relazioni trovate per il caso delle forze di ampiezza costante, si potrebbero avere errori non trascurabili sul valore di θ

Analoga ricerca deve essere eseguita per le curve della potenza:

Posto:

$$\frac{\omega^4}{r^2 + \left(m\omega - \frac{c}{\omega}\right)^2} = \alpha\,\frac{\omega_0^4}{r^2}$$

risulta:

$$\left[\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^4 - \alpha\right]\frac{\theta^2}{\pi^2} = \alpha\left(\frac{\omega}{\omega_0} - \frac{\omega_0}{\omega}\right)^2$$

Nota pertanto la pulsazione per la quale la ordinata è la frazione α della massima (con le ormai note approssimazioni) si ricava:

$$\frac{\theta}{\pi} = \pm\,\frac{\frac{\omega}{\omega_0} - \frac{\omega_0}{\omega}}{\sqrt{\frac{1}{\alpha}\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^4 - 1}} \qquad [43]$$

Il nomogramma di fig. B Tav. IX fornisce, senza bisogno di calcoli il valore cercato di θ pei valori di:

$$\alpha = \frac{1}{2} \quad ; \quad \frac{1}{3} \quad ; \quad \frac{1}{4} \quad ; \quad \frac{1}{5}.$$

segnati in grassetto in corrispondenza di ogni singola curva data in funzione dei rapporti $\frac{\omega}{\omega_0}$ quali si ricavano dalle curve della potenza rilevate sperimentalmente.

Per:

$$\frac{\omega}{\omega_0} < 1$$

cioè per la pulsazione minore per cui l'ordinata assume il valore cercato vale la limitazione:

$$\frac{\omega}{\omega_0} > \sqrt[4]{\alpha}$$

che, per i valori di α di cui sopra, dà:

$$\frac{\omega}{\omega_0} > 0{,}84 \quad ; \quad \frac{\omega}{\omega_0} > 9{,}76 \quad ; \quad \frac{\omega}{\omega_0} > 0{,}71 \quad ; \quad \frac{\omega}{\omega_0} > 0{,}67$$

Ciò spiega la limitazione delle curve disegnate nel nomogramma.

I risultati ora trovati per le curve di potenza valgono anche per le curve di velocità perchè con α si intenda non il rapporto fra la ordinata ma la radice di questo rapporto. Ad evitare confusioni e per la necessaria uniformità di notazioni si riporta qui appresso la formula fondamentale:

$$\frac{\theta}{\pi} = \pm \frac{\frac{\omega}{\omega_0} - \frac{\omega_0}{\omega}}{\sqrt{\frac{1}{\alpha^2}\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^4 - 1}} \qquad [44]$$

cui si riferisce lo stesso nomogramma sopra citato in cui però i parametri costanti da assumere per le varie curve sono quelli segnati in corsivo ed in parentesi.

A conclusione dello studio eseguito, per il caso che veramente interessa la pratica, delle forze di ampiezza proporzionale al quadrato della frequenza, si può pertanto affermare:

— che agli effetti della determinazione di ω_0 ed f_0 nessuna diversità viene praticamente introdotta; la ω_0 o la f_0 saranno praticamente da rilevarsi in corrispondenza dell'ordinata massima della curva su cui si opera;

— che agli effetti della determinazione di θ valgono per valori di θ molto piccoli, e cioè per strutture a risonanza molto acuta, le formule relative al caso di forze ad ampiezza costante con un fattore correttivo più o meno importante (cioè più o meno diverso all'unità); per strutture con θ più elevato si impiegano gli abachi calcolati caso per caso;

— che agli effetti della determinazione di θ e con esso di m o di c od eventualmente di utili verifiche, si possono impiegare le seguenti relazioni caratteristiche per le forze variabili col quadrato della frequenza;

— che per la curva delle velocità il rapporto fra la ordinata minima V_m e la ordinata massima V_M è:

$$\frac{V_m}{V_M} = 0{,}826\ \theta$$

e quindi:

$$\theta = 1{,}21\ \frac{V_m}{V_M}$$

valida per:

$$\theta \lesssim 1$$

— che per la curva della potenza il rapporto analogo fra la ordinata minima W_m e la massima W_M è tale che:

$$\theta = 1{,}21 \sqrt{\frac{W_m}{W_M}}$$

con uguale campo di validità;

— che per la curva degli spostamenti il rapporto fra la ordinata X_∞ e quella massima X_M è:

$$\frac{X_\infty}{X_M} = \frac{\theta}{\pi}$$

con le formule trovate per la deduzione di X_∞ dalla X relativa ad una pulsazione notevolmente maggiore di ω_0;

— che per la stessa curva degli spostamenti il valore della X_∞ è:

$$X_\infty = \frac{A}{m} = \frac{A\,\omega_0^2}{c}$$

risalendo ad X_∞ nel modo già esaminato;

— che per la stessa curva della velocità il valore della pendenza dell'ultimo tratto della curva sensibilmente rettilinea per valori molto elevati della frequenza è:

$$\frac{V}{\omega} = \frac{A}{m} = \frac{A\,\omega_0^2}{c}$$

È quindi lecito affermare che il fatto di introdurre una forza di ampiezza variabile col quadrato della frequenza anzichè di ampiezza costante, mentre non toglie la possibilità di determinazione di f_0 od ω_0 e θ introduce per θ o per m o per c alcune possibilità nuove e caratteristiche di determinazione che possono riuscire molto utili nella pratica.

I cenni teorici dati fin qui circa le prove di vibrazione sulle costruzioni in genere si ritengono sufficienti ad illustrare le varie possibilità che esse offrono ed i diversi metodi che esse permettono di seguire per lo studio delle caratteristiche elastiche dei sistemi in esame.

Una scelta fra questi metodi ora elencati non può essere fatta che caso per caso tenuto conto dell'ordine di grandezza delle incognite da determinare e dei mezzi a disposizione per effettuare le misure relative.

Pertanto seguirà a questi cenni teorici una raccolta di dati sulle caratteristiche elastiche e di smorzamento proprie di varie costruzioni, e quindi una descrizione dei mezzi impiegati per la produzione delle vibrazioni. Tenendo conto di questi elementi e ricordando le possibilità offerte dai vari mezzi di misura si potrà finalmente effettuare un esame critico dei diversi metodi e ricavarne alcune norme e conclusioni di carattere pratico.

Queste verranno a porre in luce e giustificare alcune disposizioni sperimentali utilizzate nell'impianto del Servizio Lavori delle Ferrovie dello Stato ed alcune modalità di impiego in uso.

Costanti elastiche e di smorzamento proprie e di varie costruzioni.

Le costanti elastiche di cui occorre fornire l'ordine di grandezza per le varie costruzioni sono essenzialmente due: la frequenza propria di oscillazione f_0 ed il decremento logaritmico θ.

La seguente tabella tolta dal trattato di W. Späth (1) fornisce appunto l'ordine

(1) W. Späth: *Theorie und praxis der schwingungs-prüfmaschinen*. Berlin, 1934.

di grandezza del decremento logaritmico e del fattore di amplificazione degli sposta menti per varie categorie di costruzioni.

TABELLA N. 1.

TIPO DELLA COSTRUZIONE	Decremento logaritmico θ	Fattore di amplificazione degli spostamenti C	OSSERVAZIONI
1	2	3	4
Ponti metallici in cemento armato, costruzioni metalliche, pali a traliccio, ponti di navi, parti di aeroplano . . .	$\sim$ 0,30	$\sim$ 10	Ricordando che $\rho = \frac{\pi}{\theta}$ ne risulta che il prodotto delle cifre della 2ª e 3ª colonna è poco diverso da π.
Fondazioni, veicoli molleggiati	$\sim$ 0,60	$\sim$ 5	
Navi	$\sim$ 1,25	$\sim$ 2,5	

Nel caso delle travate metalliche dati più precisi desunti dalle misure eseguite su numerose travate della rete e che concordano coi dati in una recente memoria di Bernhard (1) sono i seguenti:

TABELLA N. 2.

TIPO DI TRAVATA METALLICA	Decremento logaritmico θ	Fattore di amplificazione degli spostamenti C	OSSERVAZIONI
1	2	3	4
Travate metalliche saldate	0,02 ÷ 0,20	157 ÷ 15,7	Il prodotto $\theta\rho = \pi$.
Travate metalliche chiodate	0,05 ÷ 0,50	63 ÷ 6,3	

Circa l'altro elemento di cui occorre conoscere l'ordine di grandezza, cioè la frequenza propria f_0 esso è, per le oscillazioni verticali, espresso da:

$$f_c = \frac{249}{L} \qquad [45]$$

dove L è la lunghezza in metri della travata. Per le oscillazioni orizzontali lo formula analoga è:

$$f_c = \frac{130}{L} \qquad [46]$$

Queste due espressioni risultano da alcuni studi americani (2) e forniscono valori abbastanza concordanti con quelli — dedotti empiricamente — riportati in una pubblicazione delle Ferrovie del Reich (3) che forniscono rispettivamente pei due casi:

$$f_c = \frac{250}{L} \quad ; \quad f_c = \frac{110}{L} \qquad [45', 46']$$

(1) RUDOLF K. BERNHARD: *Localisation des points faibles dans les ponts.* « Bull. Ass. Int. du Congrès des Chemins de Fer », luglio 1938.

(2) I. B. HUNLEY: « American Railway Engineering », ottobre 1935.

(3) *Deutsche Reichsbahn Gesellschaft.* « Mechanisme schwingungen der Brücken », Berlin, 1933.

Trovano qui probabilmente la loro sede più appropriata alcuni dati relativi alla frequenza propria di veicoli ferroviari che possono servire di orientamento per alcune considerazioni che verranno svolte successivamente.

Considerando soltanto le oscillazioni verticali si hanno per locomotive con caldaia piena ed in assetto di marcia valori di f_0 minori di 2 H_z con valori di θ che vanno da 0,3 a 0,9.

Per vetture viaggiatori (vuote) del tipo a carrelli la f_0 è anche essa inferiore a 2 H_z mentre θ va da 0,3 a 0,4. Per carri merci chiusi carichi al valore massimo della portata la f_0 sale invece a circa 6 H_z con un θ compreso anche esso fra 0,3 e 0,4. Questi dati sono stati desunti dalla pubblicazione sopra citata delle Ferrovie del Reich e si danno a puro titolo di orientamento; misure sistematiche del genere sono attualmente in corso sul nostro materiale mobile.

Pure considerando il carattere semplicemente informativo dei dati di cui sopra è indubbia la utilità della loro conoscenza almeno come ordine di grandezza allo scopo di adeguare meglio e più rapidamente i dispositivi ed i mezzi di prova al caso pratico in esame.

Si osserva infine che le approssimazioni cui si è accennato in varie espressioni analitiche contenute nei richiami teorici precedenti, per il caso di θ abbastanza piccoli, sono ampiamente verificate nella quasi totalità degli esempi offerti dalla tecnica.

* * *

I dispositivi, atti ad imprimere a costruzioni in genere od a loro elementi vibrazioni sinusoidali sono basati, come si è accennato sulle forze centrifughe sviluppate da masse rotanti con una certa eccentricità.

Tali dispositivi vengono costruiti dalla Ditta Losenhausen di Düsseldorf secondo i brevetti di W. Spath, al quale si debbono importantissimi studi e contributi nel campo delle vibrazioni meccaniche.

La parte essenziale del dispositivo, è la « macchina vibrante » propriamente detta che, fissata alla struttura in esame, la sottopone ad una forza avente nel tempo un andamento sinusoidale di una frequenza che può farsi variare entro limiti abbastanza ampi. Essa è costituita schematicamente come segue (fig. 26):

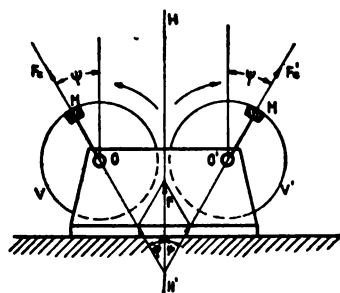



FIG. 26.

Due volani V e V' con assi paralleli, le cui traccie sono i punti O ed O', sono condotti da uno stesso motore ad eguali velocità di rotazione ma in senso opposto. Ciascun volano porta una massa avente il baricentro ad una distanza e dell'asse. Le masse dei due volani sono uguali e così calettata che i loro baricentri si trovino sempre da una stessa banda di $O\,O'$ e simmetricamente disposti rispetto all'asse $H\,H$, di $O\,O'$ che è anche l'asse di simmetria della macchina. Pertanto gli angoli formati con $H\,H'$ dalle congiungenti dei baricentri delle masse coi punti O e rispettivamente O', sono uguali.

Si indichi allora con M il valore comune delle due masse e si indichi con ω il co-

mune valore delle velocità angolari; le forze centrifughe Fc sviluppate durante la rotazione saranno allora:

$$F_c = M\omega^2 e = \frac{P}{g} \omega^2 e$$

se P è il peso comune e g la accelerazione di gravità. Se allora, per una posizione generica delle masse, si ricerca la risultante delle due forze centrifughe Fc è facile riconoscere che essa sarà sempre diretta secondo $H H'$ e risulterà espressa in valore da:

$$F(\psi) = 2 F_c \cos \varphi$$

dove ψ è l'angolo che ciascuna delle due congiungenti forma con $H H'$ e $F(\psi)$ è il valore di F relativo all'angolo ψ considerato.

Posto $\psi = \omega t$ e cioè contando gli angoli di rotazione nei due sensi a partire dalla direzione $H H'$, si ottiene:

$$F(t) = 2 F_c \cos \omega t$$

e finalmente:

$$F(t) = 2 M \omega^2 e \cos \omega t$$

$$= 2 \frac{P}{g} \omega^2 e \cos \omega t$$

La risultante è quindi una forza verticale sempre diretta secondo $H H'$, con andamento alternativo sinusoidale, il cui valore massimo F è:

$$F = 2 H \omega^2 e = 2 \frac{P}{g} \omega^2 e$$

Nessuna componente, per le ipotesi fatte, si ha invece secondo la direzione $O O'$, perchè le rispettive componenti della Fc si fanno costantemente equilibrio.

In definitiva dunque:

$$F(t) = F \cos \omega t$$

I valori massimi ottenibili per F, specialmente per $\omega = 2 \pi f$ abbastanza grande, sono veramente cospicui.

Ad esempio, per $P = 10$ Kg; $e = 0{,}20$ m; $f = 20$ H_z si otterrebbe:

$$F = 2 \cdot \frac{10}{9{,}8} \cdot 0{,}2 \cdot (2 \pi\, 20)^2$$

$$= \sim 6320 \text{ Kg.}$$

cioè oltre 600 volte il peso proprio di ciascun eccentrico.

La espressione trovata mostra che, per una data velocità angolare ω, il valore massimo della forza centrifuga dipende dal prodotto $M e$. Quindi le variazioni in detto valore massimo possono ottenersi sia facendo variare M sia facendo variare e separatamente o simultaneamente, secondo diverse disposizioni costruttive che verranno accennate.

Praticamente poi un limite superiore ai valori massimi ottenibili per F è dato da motivi di resistenza meccanica del sistema, per le sollecitazioni che si verificano

specialmente sui cuscinetti dei volani. Avremo quindi un valore limite F max, che sarà caratteristico di ogni tipo costruttivo di macchina, per cui dovremo porre:

$$2\, M\, \omega^2 e \leqq F \text{ max}$$

od anche:

$$M\, \omega^2 e \leqq \text{costante}$$

Ne segue che il prodotto dei tre fattori M, e, ω^2 subisce per ogni macchina una limitazione ad un valore da non superarsi sotto pericolo della sua integrità meccanica.

Dove la M è fissa, la condizione si semplifica ancora in:

$$\omega^2 e \leqq \text{costante}$$

Tali limitazioni debbono essere tenute presenti durante le prove con le macchine vibranti.

Naturalmente, se le supposte condizioni di assoluta simmetria non sono soddisfatte, non è più vero che la forza applicata sia veramente diretta secondo $H\, H'$ per ogni posizione delle masse. Una tale eventualità è però da escludersi per macchine di regolare costruzione, aventi masse identiche e che vengono regolarmente impiegate così che si abbia uguale eccentricità delle due masse e costante simmetria nella posizione delle masse medesime rispetto ad $H\, H'$.

La condizione di sinusoidalità della forza applicata è infine subordinata alla praticamente costante velocità angolare delle due masse nel corso di ciascun giro; anche questa ultima condizione è soddisfatta nelle macchine vibranti nei limiti di impiego consentiti, pur tenuto conto dell'andamento alternativo della coppia resistente durante ogni giro compiuto dalle masse rotanti.

È facile, con una macchina del genere munita di adatti sistemi di ancoraggio, ottenere forze alternative di varia direzione. Così, applicata una macchina su una trave, si possono (fig. 27) ottenere forze verticali od orizzontali e quindi corrispondenti vibrazioni della trave. È anche possibile — con opportuno montaggio — ottenere da essa vibrazioni torsionali (fig. 28).

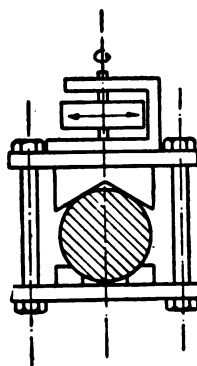
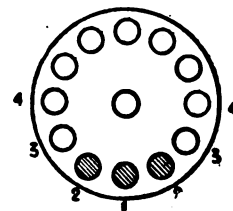



FIG. 27. FIG. 28. FIG. 29.

Esaminiamo ora le disposizioni costruttive con le quali viene fatto variare il prodotto $M\, e$.

Per macchine piccole può essere opportuno far variare ad un tempo la M e la e secondo una serie discreta di valori secondo il dispositivo segnato in figura infilando (fig. 29) un numero variabile di sbarre cilindriche nelle sedi di cui ciascun vo-

lano è provvisto; si potrà avere una sbarra sola in 1; ovvero due sbarre in 2 con o senza quella in 1 e così di seguito. A questa disposizione fa riscontro, invece, in macchine più importanti — come quelle impiegate dal Servizio Lavori delle Ferrovie dello Stato — un'altra in cui la M è fissa e varia la e. A tale scopo la M di ciascun volano è divisa in due metà $\frac{M}{2}$ la cui posizione reciproca può variare da 180° al minimo permesso da ragioni meccaniche.

È chiaro che quando le due masse elementari $\frac{M}{2}$ in cui ciascuna massa (fig. 30) M è sdoppiata sono a 180°, le due forze centrifughe si faranno equilibrio, mentre, portando le due masse nella posizione più ravvicinata, la forza centrifuga sarà massima.

L'insieme completo della macchina è pertanto schematicamente come in figura 31.

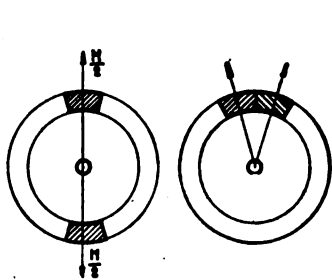
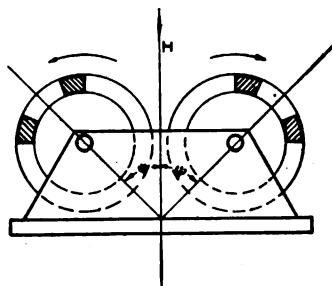
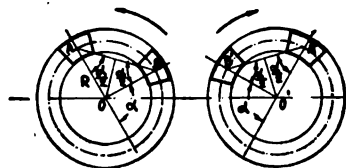



FIG. 30. FIG. 31. FIG. 32.

Ciò equivale praticamente ad avere per ciascun volano una massa costante M ed una eccentricità variabile e che non è se non la distanza dal centro del baricentro delle due masse; dato che esse sono uguali ad $\frac{M}{2}$, il baricento è nel punto medio della congiungente i due baricentri ed a una distanza dal centro di rotazione data da $e = R \operatorname{sen} \frac{\alpha}{2}$ (fig. 32) se R è il raggio del cerchio su cui si muovono le masse $\frac{M}{2}$ ed α l'angolo che — supposta fissa la massa A e mobile la B — la direzione del raggio $O\,B$ forma con la direzione $O\,A'$, presa come origine, in cui le forze si fanno equilibrio.

Ne risulta che la forza centrifuga dovuta ad una coppia di masse $\frac{M}{2}$ è:

$$M \,.\, R \operatorname{sen} \frac{\alpha}{2} \,.\, \omega^2$$

e che il valore massimo della forza alternativa data dalla macchina vibrante è:

$$2\, M R \operatorname{sen} \frac{\alpha}{2} \,.\, \omega^2$$

ovvero:

$$2 \frac{P}{} R \operatorname{sen} \frac{\alpha}{2} \omega^2 \,.$$

Per la macchina usata dal Servizio Lavori si ha $\frac{P}{2} = 39.464$ Kg.; $R = 0,1934$ m.; ricordando che $\omega = 2 \pi f$, si ottiene pertanto, esprimendo F in K.:

$$F = \frac{4 \times 39,465}{9,8} \cdot 4 \pi^2 \cdot 0,1924 \cdot f^2 \operatorname{sen} \frac{\alpha}{2}$$

$$= 120,146 \cdot f^2 \operatorname{sen} \frac{\alpha}{2}$$

Poichè il valore massimo ammesso per F è di Kg. 2000 ne risulta che dovrà aversi sempre:

$$f^2 \operatorname{sen} \frac{\alpha}{2} \lesssim 16,7 \text{ (Fig. C di Tav. IX)}$$

Pertanto, poichè l'angolo massimo α raggiungibile è di 132°, poichè allora la massa mobile viene a contatto di quella fissa, la frequenza massima raggiungibile alla massima eccentricità è di 4,25 Hz. La frequenza di 20 Hz è raggiungibile solo se $\operatorname{sen} \frac{\alpha}{2} \lesssim 0,0417$ cioè $\alpha \lesssim 4°$; quella di 10 Hz solo se sen $\alpha \lesssim 0,167$ cioè $\alpha \lesssim 19°$ e così analogamente.

Macchine vibranti di maggiori dimensioni impiegate per prove di vibrazione su navi sono invece costruite secondo la disposizione schematica della fig. 33.

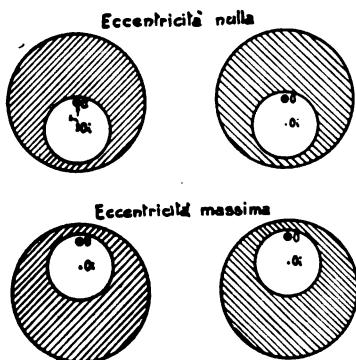
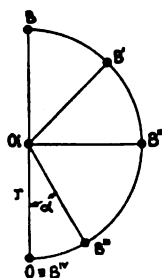



FIG. 33. FIG. 34.

Una massa esterna di forma cilindrica (tratteggiata in figura) con una cavità cilindria interna di data eccentricità può farsi ruotare attorno ad un tarmburo interno di diametro uguale a quello della cavità il cui asse presenta uguale eccentricità di raggio rispetto a quello di rotazione; la massima eccentrica esterna può essere fissata al tamburo interno in varie posizioni. Assume la massima eccentricità quando le traccie degli assi dei due cilindri sono allineati e da una stessa banda rispetto alla traccia dell'asse di rotazione; l'eccentricità è nulla quando sono allineati ma da banda opposta.

Infatti nelle varie posizioni il baricentro B, coincidente col centro della massa esterna (fig. 34), si sposta lungo un cerchio di raggio $O\,O_i = r$ se O_i è la traccia dell'asse del tamburo interno ed r la eccentricità comune dei due tamburi. La eccentricità risultante è data da:

$$e = 2\,r \operatorname{sen} \frac{\alpha}{2}$$

se α è l'angolo formato in una posizione generica da $O\,O_i$ e $O_i\,B$; il massimo è $2\,r$ per $\alpha = 2\pi$ mentre è zero per $\alpha = O$. Nessuna limitazione meccanica esiste qui per la posizione reciproca delle masse che consente di raggiungere effettivamente la eccentricità massima.

La variazione della frequenza delle vibrazioni impresse alla struttura e la corrispondente variazione nel numero dei giri compiuto in 1″ dalle masse rotanti, si ottiene in modo continuo e graduale attraverso il noto schema Leonhard, che qui brevemente si richiama (fig. 35).

Un motore trifase *M*, alimentato dalla rete stradale o da un gruppo elettrogeno, muove una dinamo *D* ed una eccitatrice *E* coassiali. Con motore trifase a regime la tensione data dalla eccitatrice risulta praticamente costante ed alimenta in parallelo l'avvolgimento di campo della dinamo *D* e quello del motore *M* attraverso op-

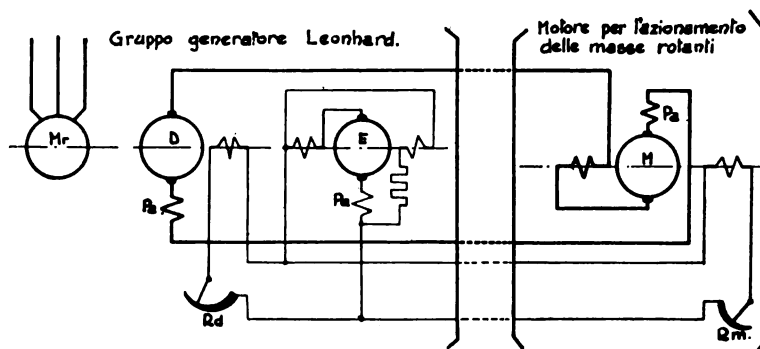



Fig. 35.

portuni reostati R_D ed R_M. L'indotto della dinamo *D* è collegato all'indotto del motore *M*. Le tre macchine sono dotate di poli ausiliari *Pa*; l'eccitatrice ed il motore a corrente continua hanno eccitazione compound. Il reostato *Rd* permette una regolazione molto ampia della tensione sviluppata dalla dinamo: variando questa varia la tensione applicata al motore e, pressochè linearmente con questa, il numero dei giri delle masse rotanti. Il reostato *Rm* è invece riserbato a lievi variazioni e ad un aggiustamento fine del numero dei giri del motore. Questo pertanto funziona sempre a piena eccitazione e quindi in condizioni favorevoli. La variazione della velocità del motore ottenibile attraverso la variazione della tensione sviluppata dalla dinamo è nel rapporto 1 a 5. Poichè l'accoppiamento fra il motore *M* e le masse rotanti si fa per mezzo di puleggie e di cinghia trapezoidale, è facile realizzare altri campi di velocità e quindi di frequenza. La macchina del Servizio Lavori permette di ottenere frequenze da 2 a 20 *H* in due campi da 2 a 10 *Hz* e da 4 a 20 *Hz* ottenibili variando il rapporto di trasmissione dal motore alle masse. I due campi si sovrappongono largamente e pertanto la macchina si adatta bene a qualsiasi caso della tecnica permettendo sempre di regolare in modo continuo e graduale la frequenza delle oscillazioni impresse.

Per macchine di minore potenza consta che sono in uso dispositivi più semplici ove le variazioni di tensione al motore sono affidate a reostati inseriti direttamente nella alimentazione.

I cenni dati fin qui si ritengono sufficienti a fornire un'idea delle condizioni di funzionamento delle macchine vibranti.

Rilievo pratico delle diverse curve.

Prescindendo completamente, secondo la premessa, dalla descrizione degli apparecchi, si vogliono porre qui in rilievo alcuni punti importanti nella determinazione delle varie curve, e dedurne alcune norme pratiche sancite dalla esperienza.

Questo esame è opportuno che venga iniziato con la curva della potenza nella quale si fondono gli aspetti più importanti del fenomeno da rilevare: ciò risparmierà qualche ripetizione in quello che verrà successivamente esposto con vantaggio della chiarezza.

1) *Curva della potenza.*

La curva della potenza o la curva dei Watt-Hertz, come qualche volta è chiamata nella letteratura tecnica, si rileva, segnando, per ogni valore della frequenza di vibrazione impressa alla struttura con la macchina vibrante ad essa fissata con una data eccentricità, il valore della potenza assorbita dal motore da cui dipende l'azionamento della massa (fig. 36).

La inserzione del wattometro si fa dunque, come in figura, nel circuito dell'indotto del motore *M*, a corrente continua. È chiaro che, inevitabilmente, si misurano così oltre alle potenze assorbite alle diverse frequenze di vibrazione dal sistema in

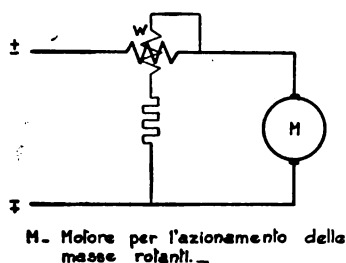



Fig. 36.

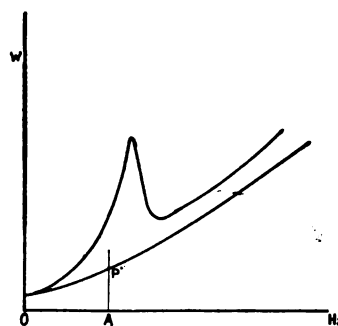



Fig. 37.

esame, anche le perdite del motore *M*. È quindi necessaria una valutazione di queste allo scopo di dedurne per differenza il dato che veramente interessa e cioè la potenza realmente assorbita dal sistema elastico nelle varie condizioni si debbono così ritrovare, come risultato finale, curve non dissimili da quelle già studiate.

Nella pratica si usa a tale scopo rilevare prima (fig. 37) la così detta curva a vuoto della macchina cioè la curva della potenza assorbita da questa per ruotare *ad eccentricità nulla* alle diverse frequenze nel campo che interessa. Tracciata questa curva, si usa tracciare successivamente la curva a carico conferendo alla eccentricità i valori che si ritengono più opportuni; dalle ordinate di queste curve si deducono quelle della curva a vuoto. Si può evitare praticamente per queste qualsiasi operazione grafica valutando i valori $A\ P$ delle singole ordinate — anzichè a partire dall'asse delle ascisse — dal punto P_1 di intersezione della ordinata stessa della curva a vuoto. Ma in generale il tracciamento delle curve differenza è sempre, come vedremo, consigliabile.

Tale procedimento ammette implicitamente la identità o quasi fra le perdite a vuoto del motore *M* e quelle al carico cui è effettivamente sottoposto e considera le perdite stesse come funzione della sola velocità.

Una tale ipotesi — inammissibile in senso assoluto — può divenire accettabile praticamente quando l'incremento che le perdite indubbiamente subiscono passando dalla condizione a vuoto a quella a pieno carico con velocità costante risulti molto

piccolo rispetto alla potenza che interessa misurare. Dei vari tipi di perdite, quelle meccaniche e per ventilazione sono in realtà funzione della sola velocità; altrettanto può dirsi di quelle magnetiche o, più esattamente, di quelle nel ferro. Accanto a questi tipi di perdite che giustificherebbero l'ipotesi fatta, vi sono le perdite nel rame che crescono col quadrato dell'intensità e quindi — si può ammettere per una stessa velocità — col quadrato della potenza sviluppata dal motore; le perdite nel rame costituiscono quindi il termine che la ipotesi trascura e pertanto l'errore di cui è affetta. Il valore relativo di questo errore, detto Pu la potenza utile sviluppata da questo e che si tratta di valutare sceverandola dalle perdite, ed indicate con Pr le perdite nel rame è quindi $\frac{Pr}{Pu}$. Ma, si è osservato, $Pr \equiv Pu^2$ (1) quindi l'errore relativo varia come $\frac{Pu^2}{Pu}$ cioè come Pu. L'ipotesi è tanto meglio accettabile quanto più piccoli sono i valori delle potenze in giuoco.

Se ne deduce che non conviene lavorare con valori eccessivamente elevati dalla eccentricità e che l'errore che si commette sarà maggiore in senso relativo per le ordinate prossime alla condizione di risonanza cioè per $\omega = \omega_0$ o per $f = fo$.

Questa non è tuttavia una limitazione sensibile perchè nulla vieta di aggiungere alle singole ordinate della curva a vuoto i termini $ri\ I^2$ che il metodo usuale trascura. La I è la intensità nel circuito principale che si legge su un amperometro in corrispondenza delle varie ω o delle varie f nella prova a carico; la ri è la resistenza dell'indotto facilmente misurabile una volta per sempre ad una data temperatura e che verrà riportata alla temperatura di regime della macchina.

Vi è piuttosto da notare che, fra le perdite dette costanti, le perdite meccaniche possono presentare variazioni non indifferenti in macchine che comincino a funzionare dopo lunghe inattività. Inizialmente per una data velocità queste perdite risultano maggiori, poi, attivandosi la lubrificazione esse vanno man mano diminuendo per stabilizzarsi ad un valore finale. È indispensabile, a scanso di forti errori, che si giunga a quest'ultimo non iniziando le prove se non dopo che la macchina ha funzionato a vuoto per un'ora almeno: il wattometro inserito sulla macchina che funzionerà alla massi: . velocità indicherà — quando la lettura, dopo avere inizialmente diminuito, si sa: stabilizzata — che la condizione voluta è stata raggiunta.

: n osservando questa precauzione, non è difficile rilevare curve a carico che, per frequenze lontane da fo, presentino ordinate inferiori a quelle delle curve a vuoto rilevate all'inizio delle prove; nè varrebbe rilevare le curve a vuoto dopo anzichè prima perchè la stessa incertezza sussisterebbe per le prime curve rilevate, per le quali le Pu che si determinano per differenza risulterebbero talora fortemente errate per eccesso.

L'errore che, o per il termine che usualmente si trascura, delle perdite nel rame o per il fenomeno ora accennato, risulta nella determinazione delle ordinate di Pu nella curva delle potenze, si traduce in un errore nella determinazione di θ.

Se, per effetto di tali elementi, la ordinata massima è stata valutata con un er-

(1) Infatti $Pr \equiv I$ ma per il motore si ha evidentemente, detta E la forza controelettromotrice e dette Pc le perdite costanti e funzione della sola velocità n: $E \equiv n$; $E\,I = Pu + Pc$ quindi $I \equiv Pu + Pc$ per n costante e, ritenendo le Pc trascurabili, $I \equiv Pu$. In tal caso $Pr \equiv Pu^2$.

rore relativo δ, è facile dimostrare che, per il caso di forze di ampiezza costante e, per approssimazione, di forze aventi ampiezza variabile col quadrato della frequenza, l'errore relativo che si commette determinando θ nel modo usuale mediante il rilievo delle ω per le quali la potenza è metà di quella massima è:

$$1 - \sqrt{\frac{1-\delta}{1+\delta}}$$

e cioè, per δ non molto grande, poco diverso da δ.

Le precauzioni indicate sono dunque indispensabili per il giusto rilievo delle curve delle potenze.

Una ulteriore osservazione che riguarda non solo le curve delle potenze ma tutte le curve in genere che si rilevano con la macchina vibrante è la seguente (fig. 38).

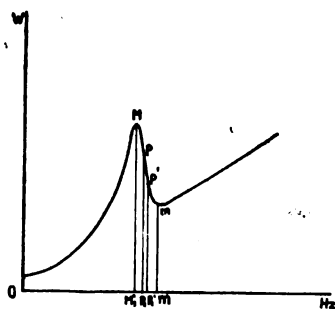



FIG. 38.

Prendendo in esame la curva delle potenze si rileva subito che mentre nei tratti $O\,M$ ed $m\,Q$ la potenza assorbita — perdite incluse — cresce con la frequenza, l'opposto avviene nel tratto $M\,m$ tra il massimo ed il successivo minimo. Poichè in questo intervallo la potenza assorbita decresce con la frequenza e quindi la velocità, ne risulta una condizione di instabilità meccanica. Infatti, anche se si è riusciti a realizzare una condizione di funzionamento P intermedia tra M ed m, essa potrà ben difficilmente sussistere perchè, ad es., un lieve incremento di velocità porterebbe in P' dove la potenza richiesta è minore; la macchina quindi accelera ulteriormente fino a portarsi in m dove ritrova la stabilità. Analogamente qualsiasi decremento di velocità fa tornare la macchina in M perchè ad esso corrisponde sempre una potenza richiesta maggiore.

Ne consegue che per tutte le frequenze tra $O\,M_1 = \sim \omega_0$ ed $om_1 = \omega_m$ il funzionamento della macchina può essere poco stabile e ciò può rendere difficoltosa la determinazione di qualsiasi curva o funzione in questo intervallo.

Anche per questo, il funzionamento con eccentricità non molto forti è conveniente perchè sono meno sensibili gli effetti perturbatori dovuti all'andamento alternativo della potenza richiesta alla macchina.

Questa considerazione, relativa all'instabilità nell'intervallo $\omega_0\ \omega_m$, è molto importante perchè per essa i metodi che si fondano per la determinazione di θ sul rilievo delle frequenze per le quali l'ordinata è una data frazione di quella massima possono incontrare una difficoltà di applicazione non lieve, qualunque sia la curva su cui si opera.

Altra considerazione molto importante e da tenere sempre presente in tutte le misure che si fanno con la macchina vibrante, è che queste debbano sempre riferirsi a condizioni di regime. Occorre pertanto — effettuata una variazione di frequenza — attendere che le nuove condizioni di regime, indicate dallo stabilizzarzi della frequenza e dalla grandezza che le si riferisce, siano completamente raggiunte. Le variazioni debbono quindi farsi lentamente in modo che la macchina possa seguire le variazioni impresse e léggere solo su valori stabilizzati. Per la potenza le letture fatte in pe

riodo di incremento di frequenza risultano più o meno fortemente errate per eccesso; l'inverso per le letture fatte in diminuzione di frequenza. Questa precauzione risulta del resto opportuna anche per le macchine ed evitare sovraccarichi che, se non riusciranno dannosi, potranno dar luogo al funzionamento degli elementi di protezione con conseguente incaglio nelle prove. Ma questa considerazione — è bene ripeterlo — si applica integralmente qualunque sia la curva che viene rilevata.

Torniamo ora alla determinazione della curva Watt-Hertz.

Per la misura della potenza si impiega un wattmetro, preferibilmente con diverse sensibilità facilmente commutabili senza interrompere le prove ricorrendo a dispositivi che cortocircuitano esternamente la amperometrica durante le commutazioni stesse. È indispensabile che il wattmetro sia bene smorzato e protetto dai campi magnetici esterni; la prima condizione per non risentire delle oscillazioni sulla potenza, la seconda perchè per necessità di cose gli apparecchi vanno tenuti in vista dell'operatore che regola la velocità del motore che aziona le masse e quindi in prossimità delle macchine del gruppo Leonhard. Mancando tale schermatura si potrà rimediare con la doppia lettura con inversione sù ambedue i circuiti del wattmetro ed assumendo la media delle letture stesse.

Importanti sono le considerazioni relative alla frequenza, che costituisce forse la determinazione più delicata.

Questo è vero specialmente per i sistemi a risonanza acuta. Richiamando infatti la formula:

$$\frac{\theta}{\pi} = \frac{\Delta f}{f_0},$$

ne risulta che il campo di frequenza in cui si esplica la parte più importante del fenomeno da rilevare cade in un intervallo che può essere molto piccolo. Per $\theta = 0,1$, valore che non è dei più bassi per travate saldate, risulta:

$$\frac{\Delta f}{f_0} = \sim 0,03.$$

In questo caso si dovrebbe poter eseguire una serie di misure in un intorno di f_0 dell'ordine del 3 % e ciò costituisce una difficoltà praticamente insormontabile sia per la regolazione della macchina sia per una buona misura della frequenza. Riferendosi a casi medii relativi a travate con giunti chiodati e posto $\theta = \sim 0,3$ si ottiene:

$$\frac{\Delta f}{f_0} = \sim 0,1.$$

In questo intervallo occorrerà fare almeno quattro o cinque letture e quindi, perchè queste non siano dei dati illusori per quanto riguarda la frequenza, è indispensabile un apparecchio che garantisca un errore dell'ordine dell'1 % al massimo. Se $fo = 4$ *Hz* risulta che $\triangle f = \sim 0,4$ *Hz* quindi la pretesa di un apparecchio che dia letture di mezzo in mezzo decimo di Hertz non è, tenuto conto di tutti i casi, affatto eccessiva.

Altra necessità — quando la frequenza è letta a parte su apposito apparecchio (tachimetro o frequenziometro) — è di riferire con sicurezza la lettura della grandezza che si sta rilevando al valore della frequenza che si aveva all'istante della let-

tura. Nuova opportunità, quindi, di non leggere che su valori stabilizzati, almeno quando ciò è possibile.

In pratica è opportuno che la lettura della frequenza venga fatta dallo stesso operatore che eseguisce la lettura della potenza e che regola contemporaneamente, stando al gruppo Leonhard, la velocità del motore che aziona le masse rotanti. Qualora il gruppo di alimentazione e regolazione debba essere, per motivi pratici, lontano dalla macchina vibrante (questo è il caso delle travate in cui è indispensabile sottrarre il gruppo generatore e gli apparecchi alle vibrazioni che vengono impresse, il che obbliga a portare gruppo ed apparecchi fuori della travata), il tachimetro dovrà essere del tipo elettrico con piccolo generatore a corrente continua od apparecchio indicatore a magnete permanente che può essere anche portato a notevole distanza (praticamente 100 metri sono più che sufficienti per queste applicazioni).

2) *Curva degli spostamenti.*

Si tratta di rilevare gli spostamenti del punto di applicazione della forma, cioè gli spostamenti in corrispondenza della posizione in cui è applicacta la macchina vibrante. Si usano a tale scopo buoni flessimetri registratori che in tal caso, date le frequenze piuttosto basse in gioco, funzionano generalmente in condizioni favorevoli. Se del caso si potrà fare fare una taratura dinamica preventiva dell'apparecchio allo scopo di accertare che nell'intervallo di frequenza tra 0 e 20 *Hz* esso non intervenga a modificare il valore della ordinata della curva rilevata. In mancanza di un vero e proprio tavolo vibrante può bastare un dispositivo cinematico che dia luogo ad uno spostamento alternativo di ampiezza costante; facendo variare la frequenza si verificherà che l'ampiezza della curva registrata non varii; eventualmente potrà ricavarsi una curva di correzione. Altro procedimento può essere quello di rilevare con l'apparecchio stesso la frequenza propria cioè la frequenza delle oscillazioni che esso compie per tornare alla posizione di riposo dopo uno spostamento od una percossa istantanea. In tal caso si verificherà che tale frequenza sia molto alta rispetto alla massima da rilevare. Ma in generale — come si è detto — la rispondenza dell'apparecchio è soddisfatta.

È necessario che l'apparecchio permetta variazioni di sensibilità o meglio di amplificazione perchè non è infrequente dovere rilevare ordinate piccole rispetto alla ordinata massima. Ad esempio nel rilievo del rapporto $\frac{X_\infty}{X_M}$ può capitare un X dell'ordine di qualche centesimo di X_M. Passata la condizione di risonanza occorre pertanto cambiare scala e passare ad una maggiore sensibilità se si vuole che la misura sia attendibile.

Il flessimetro dovrà registrare contemporaneamente, col diagramma degli spostamenti, la scala dei tempi. Sulla base di questa e con una sufficiente velocità di svolgimento della carta, si rileverà direttamente la frequenza.

Si evitano così — almeno in parte — le note difficoltà relative alla determinazione della frequenza. Si prescinde naturalmente, pei motivi già noti, da quei tratti di registrazione ove le condizioni di regime non siano state raggiunte.

3) *Curva della velocità.*

La curva della velocità si rileva misurando o registrando i valori delle forze elettromotrici indotte in una bobina che si muove, solidalmente con la struttura in esame, entro un campo fisso dovuto a magneti permanenti.

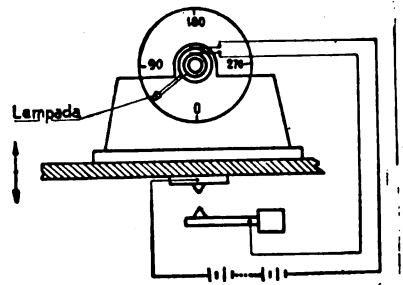
Si possono riferire senza eccezione al rilievo della curva della velocità le osservazioni fatte a proposito della curva degli spostamenti.

f) *Misura degli angoli di fase.*

Un apparecchio esistente per la misura degli angoli di fase tra la forza agente e gli spostamenti è quello di W. Späth.

Si fissa ad una delle masse eccentriche della massa una lampada al neon alimentata da una batteria locale attraverso anelli e spazzole ed un contatto che viene stabilito dalla struttura in esame in corrispondenza del massimo degli spostamenti. La lampada costituisce un indice luminoso rispetto ad una scala circolare fissa (fig. 39).

Fig. 39.

La lampada si accende per spegnersi subito dopo, praticamente senza inerzia, in corrispondenza del massimo dello spostamento verso il basso. Il segno luminoso che l'occhio percepisce per la persistenza delle immagini nella retina indica pertanto in una condizione di regime la posizione che la massa occupa quando si verifica il massimo dello spostamento e quindi lo spostamento di fase tra forza e spostamento In realtà il contatto risulterà stabilito in un intervallo più o meno ampio che comprende il massimo dello spostamento ma il costruttore introduce alcuni dispositivi mediante i quali si realizza ancora la condizione di ottenere un impulso brevissimo sulla lampada e con esso un segno luminoso nitido. Il dispositivo può essere infine variato in modo da evitare l'impiego di un punto fisso P di riferimento che in qualche applicazione può riuscire incomodo. Indubbiamente per frequenze molto basse il segno luminoso può riuscire tuttavia alquanto confuso.

Le misure di spostamento di fase sono particolarmente importanti anche perchè esse sono del tutto indipendenti dalla ampiezza della forma agente sul sistema al momento della misura e così pure del suo modo di variare con la frequenza.

Data la importanza delle misure di spostamento di fase, mediante le quali l'andamento delle prove che si connettono all'uso della macchina vibrante può essere reso assai più semplice e spedito, è allo studio l'impiego, nella installazione posseduta dal Servizio Lavori, di dispositivi che permettano di eseguire la determinazione diretta degli angoli di fase tra forze e spostamenti.

La precedente analisi dei dispositivi sperimentali mette in sufficiente rilievo le principali difficoltà di impiego della macchina vibrante, difficoltà che sono peraltro suscettibili di essere superate solo che si abbia un concetto sufficientemente chiaro del particolare problema che si presenta.

Così, ad esempio, per sistemi a risonanza acuta, potrà riuscire molto opportuno l'impiego, per la determinazione di θ, dei metodi fondati sui rapporti di velocità o di potenza anzichè sulla misura, piuttosto problematica, della differenza $\triangle f$ o $\Delta\omega$.

Molto opportuno è anche l'impiego, nella curva degli spostamenti, del rapporto $\frac{X_\infty}{X_M}$ agli effetti della determinazione di θ, e dell'ordinata limite X_∞ agli effetti della determinazione di m.

L'impiego delle curve di potenza va fatto non dimenticando le particolari cautele che si impongono per passare correttamente o meglio con la maggiore approssimazione della potenza assorbita dalla macchina a quelle effettivamente assorbite dalla struttura.

Particolarmente utile riesce infine l'impiego simultaneo di almeno due metodi (ad es. con la curva delle potenze e quella degli spostamenti) che permette interessanti confronti ed opportuni controlli dei risultati.

* * *

Esaminate le modalità di impiego della macchina vibrante si passa ad una breve descrizione dell'impianto del Servizio Lavori prevalentemente per prove su travate metalliche e ponti in cemento armato.

Il gruppo speciale Leonhard di cui già è stato dato lo schema di principio, si compone delle seguenti tre macchine coassiali e collegate con giunti semielastici:

— un motore trifase asincrono per 220/380 V; 45 *Hz* a 2 poli della potenza resa di 11 Kw;

— una eccitatrice compound atta a fornire ad una tensione di 24 V. una potenza di 0,5 Kw;

— una dinamo atta a fornire una tensione variabile con continuità da 0 a 200 V. con una potenza a piena tensione di circa 8 Kw.

Nelle prove lungo la linea il motore trifase viene alimentato mediante un gruppo elettrogeno motore Diesel alternatore trifase come risulta dallo schema completo della installazione (Tav. IX).

Nelle stazioni o nei cantieri l'alimentazione è presa, semprechè possibile, dalla rete avviando il motore, a vuoto come di regola, mediante un trasformatore a rapporto variabile sotto carico o più semplicemente, ove non vi siano difficoltà e per tensioni di 220/260 V., con una commutazione stella-triangolo.

Il motore per l'azionamento delle masse, collegato al gruppo Leonhard con un cavo a quattro conduttori, due di notevole sezione per l'indotto e due di minore sezione per l'induttore, è provvisto anche di una eccitazione in serie oltre quella principale fornita dalla eccitatrice. La velocità del motore può variare nel modo noto da 600 a 3000 giri al 1'; in questa ultima condizione la sua potenza resa può salire a 6 Kw. Esso produce il movimento delle masse rotanti attraverso una trasmissione con puleggia e cinghia in modo da fornire i due campi di frequenza da 2 a 10 *Hz* e da 4 a 20 *Hz*.

Lo schema meccanico della trasmissione è quello cha appare dalla figura. Poichè è necessario per la regolazione della eccentricità spostare per ciascun volano la massa mobile rispetto a quella rigidamente fissata al volano, è previsto l'innesto di una manovella per portare i due volani nella posizione giusta ed effettuare lo spostamento voluto.

L'innesto della manovella è possibile solo interrompendo un contatto che insiste nel circuito dell'indotto; il contatto viene nuovamente stabilito dopo che la manovella è stata sfilata e ciò per evidenti ragioni di incolumità del personale che presenzia le prove.

Il peso della macchina vibrante è di circa Kg. 1300.

Detto macchinario, insieme al gruppo elettrogeno, viene normalmente trasportato in apposito carro chiuso avente una parete di testata completamente apribile; una trave può essere fatta scorrere in fuori per rendere facile a mezzo di un paranco lo scarico del macchinario.

Questa installazione per il trasporto e lo scarico del macchinario, che è stata studiata dall'Ufficio Ponti del Servizio Lavori, si è dimostrata molto opportuna per rendere semplici e spedite le operazioni preparatorie delle prove. Mentre il trasporto del gruppo elettrogeno e del gruppo Leonhard dal carro al luogo di impiego — prossimo

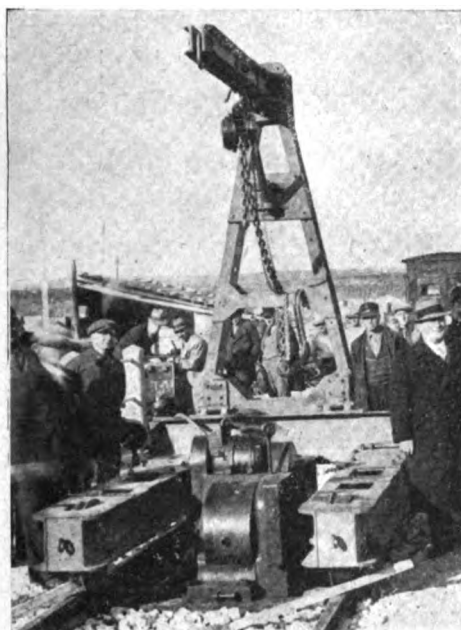



FIG. 40. — Carrello-gru per il trasporto della macchina vibrante.

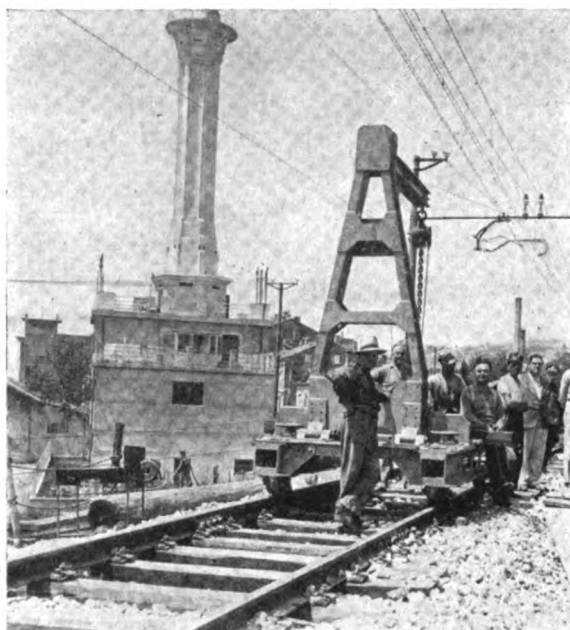



FIG. 41. — Fissata la macchina vibrante sulla travata, il carrello-gru viene ricoverato fuori della travata stessa durante le prove.

alla travata ma al di fuori di questa — viene eseguito con carrelli ordinari d'armamento, particolarmente utile riesce per il trasporto e l'applicazione della macchina vibrante di uno speciale carrello-gru pure studiato dal predetto Ufficio Ponti e che viene rappresentato nelle fotografie di cui le figg. 40 e 41 insieme al macchinario durante l'esecuzione di alcune prove.

* * *

I cenni dati nel presente articolo si ritiene che possono essere sufficienti a chiarire i principi su cui si basa l'impiego delle macchine vibranti e a dare una idea delle molteplici possibilità che esse offrono nei campi più svariati della tecnica.

L'esposizione dei risultati ottenuti con detti mezzi sperimentali nella prova dei ponti formerà oggetto di una separata pubblicazione.

APPENDICE.

Avendo introdotto il concetto di masse ridotte per strutture aventi massa non concentrata ed essendovi la possibilità, con la determinazione completa delle costanti dei sistemi, di valutare sperimentalmente questa grandezza, indicata con m, è utile

qualche chiarimento e la indicazione dei metodi mediante i quali pei casi più semplici si può eseguire il calcolo di m.

In una struttura estesa qualsiasi, ad esempio in una travata metallica si può pensare — agli effetti delle vibrazioni impresse da una forza alternativa applicata in mezzeria M — di considerare (fig. 42) la struttura come priva di massa e di concentrare questa nel punto M. In tal caso, mentre la c che interviene nella formula del testo non è che la costante di proporzionalità tra forze e spostamenti cioè il valore del carico capace di produrre una freccia unitaria — la massa m dovrà essere calcolata in modo che, agli effetti del comportamento elastico, possa completamente essere sostituita al sistema dato. Se quindi ω_0 è la pulsazione propria di oscillazione di questo deve essere:

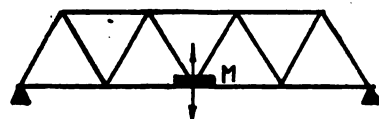



FIG. 42.

$$m \, \omega_0^2 = c$$

Più generalmente, poichè durante le oscillazioni libere, si ha la periodica trasformazione, a meno delle perdite, della energia elastica conseguente alla deformazione, nella energia cinetica che ha il valore massimo quando lo spostamento passa per il valore zero, è chiaro che la m applicata nel punto medio della trave dovrà dare luogo nel moto vibratorio alla stessa energia cinetica della massa distribuita sull'intera trave. Nel caso semplice della fig. 43 in cui si considera la vibrazione fondamentale della trave, le ordinate y dei singoli punti vengono annullate nello stesso tempo $\frac{To}{2}$, quindi esse sono proporzionali alle singole velocità.

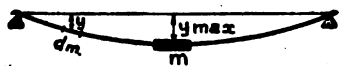



FIG. 43.

Pertanto deve essere, uguagliando le energie cinetiche:

$$\frac{1}{2} \, m \, y^2_{\max} = \frac{1}{2} \int y^2 \, dm \, .$$

Se la trave è omogenea potremo sostituire alla considerazione degli elementi di massa quella degli elementi lineari e scrivere introducendo la massa lineare δ:

$$m = \delta \frac{\int y^2 \, dl}{y^2_{\max}} \, .$$

Pertanto la massa m è ricavabile purchè si conosca la equazione della linea elastica della trave nelle condizioni considerate. Può anche scriversi, posto:

$$M = \frac{P}{g} = \delta \, L$$

dove P è il peso della trave, M la massa, L la lunghezza:

$$m = M \frac{\int y^2 \, dl}{L \, y^2_{\max}} \, .$$

Occorre dunque conoscere per il calcolo di m la linea elastica della trave durante le oscillazioni, linea elastica che certamente non si identificherà con quella statica per le corrispondenti condizioni di carico.

Tale identità potrà però praticamente ammettersi per piccole ampiezze di oscillazione.

Nelle condizioni considerate considerando la curva elastica statica corrispondente dovuta alla forza applicata in mezzeria si avrebbe, a calcoli compiuti:

$$m = \frac{17}{35} M = \frac{17}{35} \frac{P}{g} .$$

Interessa notare che se si fosse supposta questa linea elastica come sinusoidale, risultando per detta curva:

$$\int y^2 d L = \frac{1}{2} L y^2_{max}$$

si sarebbe trovato:

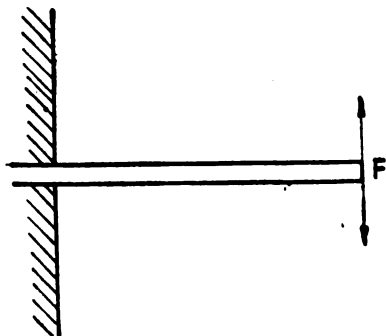
$$m = \frac{1}{2} M = \frac{1}{2} \frac{P}{g} .$$

Il coefficiente numerico è dunque quasi uguale a quello corrispondente al calcolo più approssimato (0,5 invece di 0,486) con errore inferiore al 3 %.

FIG. 44.

Può essere interessante applicare lo stesso metodo ad una trave omogenea e di sezione costante incastrata ad un estremo (fig. 44).

Per essa, considerando la linea elastica statica conseguente alla applicazione della forza F, si ottiene:

$$m = \frac{33}{140} M = \frac{33}{140} \frac{P}{g} .$$

Questo metodo approssimato, in cui si impiega la curva elastica e che è basato su semplici considerazioni energetiche, è dovuto a Lord Rayleigh.

Esso fornisce risultati molto prossimi al vero; in sostanza la ipotesi che viene introdotta circa la curva elastica della trave può considerarsi come un vincolo supplementare applicato alla trave stessa allo scopo di definirne il modo di vibrazione. Poichè, in realtà, la trave è da considerarsi a rigore come un sistema ad infiniti gradi di libertà e la oscillazione che qui se ne considera è solo quella fondamentale.

Un ulteriore svolgimento della questione ed un cenno sui metodi esatti si trovano nel trattato di Timoshenko: *Vibration problems in engineering.*

ERRATA CORRIGE.

A tavola IX, fig. *B* leggasi in luogo di « logaritmo » « logaritmico » e « parentesi » in luogo di « parentisi ».

L'Ingegnere Filippo Massione

La famiglia degli Ingegneri ferroviari italiani e la *Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane* hanno avuto il 5 marzo scorso un grave lutto nella scomparsa del Gr. Uff. Ing. Filippo Massione, Ispettore Superiore dell'Ispettorato Generale Ferrovie Tramvie Automobili, componente del Comitato di redazione della rivista, tecnico eminente assai conosciuto ed apprezzato.

La perdita è riuscita tanto più dolorosa in quanto la Sua prestanza giovanile non lasciava intravedere l'immatura fine a meno di 68 anni di età.

Scompare con Lui un ingegnere che nella libera professione, dapprima, e nell'Amministrazione dello Stato, di poi, si distinse particolarmente in tutti i campi di attività nei quali ebbe ad applicarsi.

Nacque a Benevento il 30 marzo 1871 e si laureò nel luglio 1893 a Bologna.

Entrato nel 1898 in seguito a concorso all'Ispettorato Generale delle Strade Ferrate, iniziò la sua carriera ferroviaria al Circolo ferroviario di ispezione di Cagliari, passando dopo ad Ancona e a Bologna.

Durante la sua permanenza a Bologna ebbe ad occuparsi in modo particolare di costruzioni di ferrovie alle quali fu preposto, tra cui la ferrovia Fornovo-Borgo S. Donnino, esercitata dallo Stato, e numerose ferrovie concesse all'industria privata.

Nel 1916 assunse la dirigenza del Circolo ferroviario di Catanzaro ed ebbe poco dopo l'incarico di sopraintendere alla costruzione della rete di ferrovie Calabro-Lucane: 750 Km. di linee concesse alla Società Italiana Strade Ferrate del Mediterraneo ove, come per le ferrovie precedenti, ebbe modo di estrinsecare le sue doti di perspicacia e preparazione pervenendo a soluzioni sempre opportune ed appropriate per sormontare difficoltà costruttive ed accorgimenti di esercizio.

Tenutosi costantemente al corrente dei progressi della tecnica secondò e propugnò l'impiego delle automotrici che oggi sulle ferrovie Calabro-Lucane hanno raggiunto la dotazione di 41 unità, tutte con motori ad iniezione, alcune con trasmissione Diesel-

elettrica ed hanno consentito di migliorare notevolmente l'esercizio con reale vantaggio del pubblico.

In precedenza l'Ing. Massione con spirito di avanguardia aveva provocato la costruzione della prima locomotiva Diesel-elettrica (440 cavalli), costruita in Italia, anch'essa per le Calabro-Lucane, dalla Fiat e dal tecnomasio italiano Brown-Boveri.

In questa Rivista a cura dell'Ing Sona capo dell'Ufficio tecnico della Società per le Strade Ferrate del Mediterraneo (fascicolo del 15 maggio 1924) venne illustrata tale locomotiva. Le prove sperimentali di essa cominciarono nel dicembre 1924, e si svolsero metodicamente nel 1925.

Il tipo e le modalità costruttive di motrici del genere furono in seguito naturalmente sorpassate: ciò pone in evidenza il merito di coloro che ebbero il coraggio di affrontare le prime applicazioni di un sistema di trazione che solo più di recente si è affermato coi Diesel veloci ed è andato, e va, largamente diffondendosi.

Alle ferrovie Calabro-Lucane cui tuttora era preposto, anche dopo la sua nomina ad Ispettore Superiore e a membro del Consiglio Superiore dei LL. PP. che rimonta al 1926, dedicò con rara coscienza ed operosità gli altri incarichi ricevuti dall'Amministrazione sempre assolti brillantemente. Era anche membro della Commissione per i recipienti di gas compressi liquefatti e disciolti e della Reale Commissione per le funicolari aeree e terrestri. In questo campo irto di difficoltà e di problemi impensati si prodigò con grande competenza. Recentemente (1937-1938) ebbe l'incarico di presiedere una commissione istituita per la verifica delle funi portanti delle funivie in esercizio, commissione che ha assolto brillantemente ed in modo approfondito il suo compito concludendo col suggerire l'adozione di norme tecniche di carattere generale che l'Amministrazione ha accolte e disposte.

Alle numerose prove ed a tutti i delicati accertamenti effettuati Egli non mancò mai di intervenire.

Nello scritto che segue si dà ragione degli studi eseguiti dalla commissione presentandoli, a cura del segretario della commissione, nella maniera più appropriata alla pubblicazione sulla Rivista.

Sembra un doveroso omaggio alla sua memoria il far seguire tale studio a questo modesto ricordo in Suo onore e sembra anche che ciò costituisca il miglior modo di testimoniare i sentimenti di condoglianza degli ingegneri ferroviari alla Sua consorte ed ai Suoi due figli, professionisti distinti, da Lui educati a quei principi di serietà, di rettitudine e di patriottismo che gli erano innati e che gli derivavano dal proprio padre Napoleone Massione che fu soldato di Garibaldi.

Quanti lo hanno conosciuto ricordano il Suo fare semplice e sereno.

Egli fu alieno dal sollecitare premi ed elogi. Parco e sobrio nella forma, sintetico e misurato nei giudizi; sempre presente a sè stesso ebbe la rara dote di unire l'energia alla benevolenza e longanimità e seppe essere volta a volta tutore rigido dell'Amministrazione che rappresentava e consigliere benevolo ed affettuoso, non esitando ad assumere responsabilità quando le circostanze lo mettevano di fronte a difficoltà od incertezze.

E. L. V.

I consumi delle funi portanti delle funivie

Ing. P. D'ARMINI, dell'Ispettorato Generale Ferrovie, Tramvie ed Automobili

(*V. Tav. IX-bis fuori testo*)

Riassunto. — **Si riportano gli studi, eseguiti dalla Speciale Commissione del Ministero delle Comunicazioni, presieduta dal compianto Dott. Ing. Filippo MASSIONE, sui consumi delle funi portanti delle funivie e sui loro effetti nei riguardi della sicurezza delle funi stesse, e le conclusioni a cui è giunta la Commissione, conclusioni che hanno formato poi oggetto di proposta di provvedimenti intesi a garantire la detta sicurezza.**

È per onorare la memoria del compianto Dott. Ing. Filippo MASSIONE, *Ispettore superiore dell'Ispettorato Generale delle Ferrovie Tramvie ed Automobili, del Ministero delle Comunicazioni, membro autorevole della Reale Commissione per le funicolari Aeree e Terrestri, che lo scrivente ha redatto la presente memoria nella quale sono riportati gli studi eseguiti, sull'importante argomento dei consumi delle funi portanti delle funivie, da una speciale Commissione, all'uopo nominata dal Ministero delle Comunicazioni, presieduta dall'*Ing. MASSIONE.

*Questa memoria è condotta sugli studi e sulle relazioni ufficiali della Commissione e rende noto ai tecnici che si interessano della materia gli studi stessi, ciò che l'*Ing. MASSIONE *aveva desiderio di fare.*

Purtroppo la sua immatura fine non gli ha permesso di realizzare personalmente tale desiderio: perciò lo scrivente, che fu molto vicino a Lui in tutto il periodo degli studi effettuati, si è sentito in obbligo di pubblicare la presente, nella quale ha doverosamente cercato di interpretare nel miglior modo possibile il pensiero dello Scomparso.

Facevano parte della Commissione altri tre componenti della Reale Commissione per le funicolari aeree e terrestri: il Dott. Ing. Ettore PARDUCCI, *Direttore del Circolo Ferroviario d'Ispezione di Milano; il* Dott. Ing. Carlo ABATE, *Direttore del Circolo Ferroviario d'Ispezione di Firenze; il* Dott. Ing. Ferruccio VEZZANI, *Direttore del Circolo Ferroviario d'Ispezione di Bolzano; chi scrive ne fu il segretario.*

I. — CAUSE E MANIFESTAZIONI DEI CONSUMI.

Le funi portanti delle funivie costruite secondo gli attuali sistemi, sono soggette ad usura superficiale dovuta unicamente a due cause distinte e completamente indipendenti.

L'una consiste nel rotolamento sulla fune dei rulli dei carrelli durante la marcia delle vetture, quando tali rulli non sono muniti di rivestimento in gomma.

L'effetto di detto rotolamento è il consumo dei fili esterni della fune sia per il martellamento dei rulli metallici nel passaggio da un filo all'altro, sia per l'abrasione

dovuta all'azione tangenziale provocata dall'attrito di rotolamento dei rulli stessi sulla fune. Questo consumo è paragonabile, come manifestazione, a quello delle rotaie ferroviarie. Attualmente però si è generalizzata la norma di rivestire in gomma i rulli dei carrelli: mentre tale norma è stata adottata principalmente allo scopo di eliminare le rotture di fili che si manifestavano per il detto martellamento in punti critici, dove cioè per effetto della flessione si avevano disuniformi distribuzioni delle tensioni nei vari fili della fune, essa si è manifestata poi di gran lunga più utile ed opportuna per il fatto che viene ad annullare completamente l'inconveniente del consumo dei fili, il quale, benchè di proporzioni modeste, era più grave dell'inconveniente della rottura dei fili stessi.

L'altra causa del consumo superficiale delle funi portanti consiste nello strisciamento delle funi stesse sulle scarpe di appoggio dei cavalletti di linea e delle stazioni.

Le funi portanti delle funivie sono ancorate ad un estremo e contrappesate all'altro, allo scopo di mantenere costante, entro certi limiti, la tensione delle funi stesse qualunque sia la posizione delle vetture nelle campate. Pertanto allorchè la vettura viaggia verso il centro della campata, la freccia della fune portante deve aumentare, e conseguentemente il contrappeso deve salire, facendo scorrere la fune verso la campata carica; viceversa avviene quando la vettura dal centro della campata si avvicina all'appoggio. È per questi scorrimenti longitudinali, di moto alterno, che si ha lo strisciamento della fune sulle scarpe di appoggio. L'effetto di tale strisciamento è il consumo dei fili esterni della fune per abrasione, dovuta all'azione tangenziale provocata dalla pressione e dall'attrito della fune sulla scarpa.

Il consumo dovuto a questa seconda causa, cioè allo strisciamento sulle scarpe di appoggio, è molto più importante di quello dovuto alla prima e cioè allo scorrimento dei carrelli con rulli metallici, sia perchè, come si è detto, i rulli di tutti i carrelli sono ormai rivestiti di gomma, sia perchè si è riscontrato che il consumo dovuto a strisciamento sulle scarpe, oltre essere di importanza notevole, è praticamente indipendente dalla natura delle attuali scarpe di appoggio, per cui risulta molto difficile, almeno per ora, contenerlo in limiti modesti adottando speciali rivestimenti delle scarpe stesse, e sia infine perchè ancora non si è trovata una soluzione praticamente realizzabile per eliminare completamente il consumo evitando lo strisciamento.

Sono in corso però attualmente studi ed esperienze intesi a risolvere entrambi i detti problemi ed è certo che, tenuto conto dello stato avanzato della tecnica costruttiva di questi mezzi di trasporto, si arriverà presto a soluzioni efficaci.

Naturalmente i consumi in questione interessano esclusivamente le funi aperte, cioè sia quelle a trefoli del tipo Ercole (19 trefoli di 7 fili), sia quelle a nucleo interno spiroidale e mantello esterno di trefoli, in quanto esse hanno fili superficiali esterni a sezione circolare. In quelle a formazione chiusa, poco usate d'altra parte in Italia, i consumi non sono sensibili.

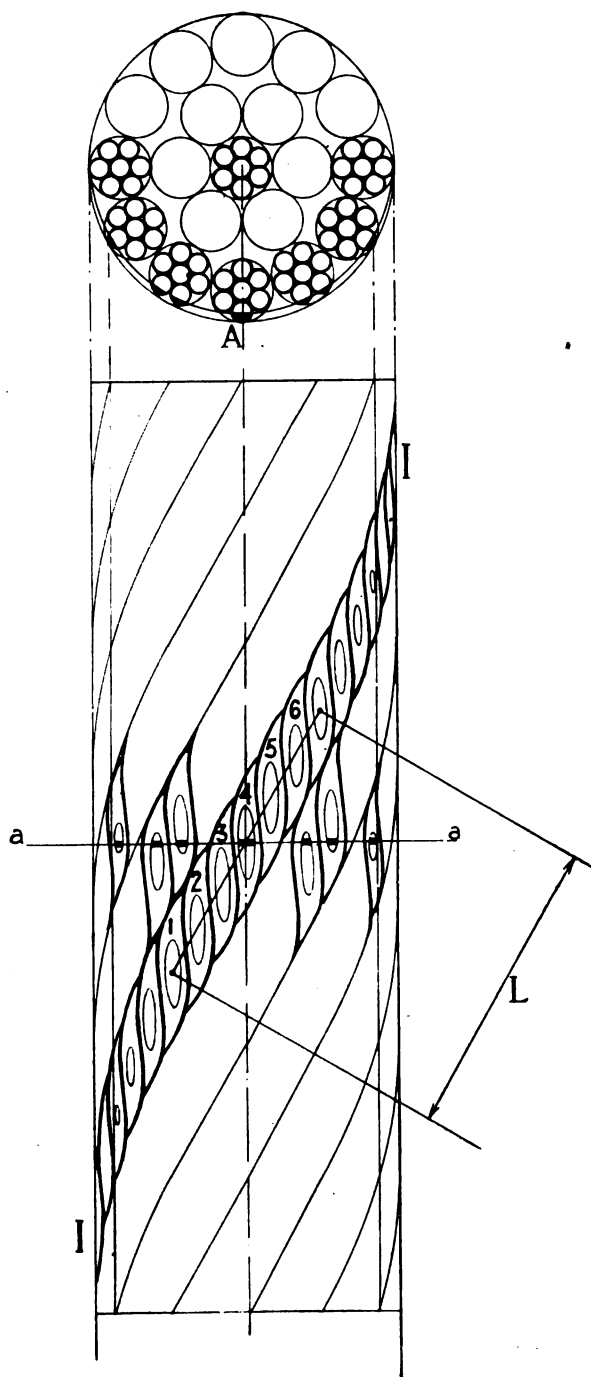
Nel parlare di importanza e gravità dei consumi, si faceva riferimento alla resistenza della fune, resistenza che viene ad essere menomata in modo molto più forte di quello che potrebbe sembrare a prima vista. Infatti la sezione trasversale di una fune, a mantello esterno di trefoli a 7 fili, in un tratto avente fili superficiali consumati si presenta come in figura 1: anche senza fare alcun calcolo, si rileva che la sezione di fili asportata dal consumo è trascurabile rispetto all'intera sezione della fune e

pertanto la resistenza di questa non sembrerebbe a prima vista apprezzabilmente diminuita.

Se si considera però che la zona del consumo si estende anche in senso longitudinale alla fune, le cose cambiano aspetto. Infatti il consumo è esteso precisamente su tutta la lunghezza della fune, nel caso che sia dovuto ai rulli metallici dei carrelli, ed ai tratti corrispondenti agli appoggi, nel caso che sia dovuto a strisciamento sulle scarpe di essi. In entrambi i casi una parte notevole del mantello cilindrico della fune (la superiore nel primo e l'inferiore nel secondo) è interessata nel consumo.

Fig. 1.

Osservando l'aspetto della fune consumata come in figura 1, si rileva che la generatrice che si proietta in A, e che è mediana della striscia del consumo, incontra obliquamente e successivamente tutti i trefoli del manto esterno (12 nel caso di funi Ercole) i cui fili presentano consumo. La larghezza della striscia è poi tale in generale che la lunghezza di ogni trefolo in essa compreso è maggiore del passo del filo nel trefolo (L), il che significa che tutti i fili esterni dei trefoli presentano consumi contigui cioè distanti l'uno dall'altro meno di un passo di filo nel trefolo. Questo porta a concludere che considerando una sezione $a\ a$ qualsiasi della fune, nella quale del trefolo I solo il filo 4 presenterebbe consumo, i consumi di tutti i sei i fili esterni del trefolo I interessano la resistenza del trefolo stesso nella detta sezione $a\ a$, in quanto distano da essa meno del passo L e quindi certamente non può considerarsi che abbiano già assorbito il loro sforzo. Lo stesso può ripetersi per ogni trefolo del mantello esterno della fune, cioè la resistenza di ognuno di questi trefoli è menomata dai consumi di tutti i suoi sei fili esterni.

Quello che si è detto pei fili nei riguardi del trefolo, può ripetersi per i trefoli nei riguardi della fune, cioè nella stessa sezione $a\ a$ oltre al consumo del trefolo I, influiscono anche i consumi di tutti gli altri successivamente contigui ad esso perchè distano dalla detta sezione meno di un passo del trefolo nella fune.

In sostanza quanto precede significa che un consumo come quello della figura non menoma la resistenza della fune solo per la diminuzione di sezione dei fili consumati tagliati da una sezione trasversale, bensì per la diminuzione della sezione, per effetto del consumo, *di tutti i fili dei trefoli del manto esterno* esclusi i fili anima. Ad esempio in una fune Ercole da 133 fili formata $(1 + 6) + 6\,(1 + 6) + 12\,(1 + 6)$, avente quindi il manto esterno formato da 12 trefoli, i consumi da portare in conto nella diminuzione di resistenza della fune sono quelli di $12 \times 6 = 72$ fili, rappresentanti cioè più della metà del numero totale dei fili della fune.

Fermando l'attenzione sui consumi dovuti a strisciamento sulle scarpe, è facile rilevare dove essi si manifestano in misura maggiore. Potrebbe sembrare a prima vista che le zone di massimo consumo cadessero in corrispondenza di quelle scarpe dove la pressione totale della fune portante è massima, cioè dove è massimo l'angolo di deviazione della fune stessa. Occorre però tener presente che l'azione longitudinale che provoca il consumo è proporzionale alla pressione unitaria della fune sulla scarpa, e non alla pressione totale, e che questa pressione unitaria è indipendente dall'angolo di deviazione della fune. Infatti detta azione tangenziale è:

$$t = \mu\, p$$

dove μ è il coefficiente di attrito tra fune e scarpa e p è la pressione unitaria. Se P è la pressione totale, l la lunghezza di scarpa a contatto con la fune e a la proiezione orizzontale dell'arco della sezione trasversale della scarpa, abbracciante la fune, può con sufficiente approssimazione scriversi:

$$t = \frac{\mu P}{l\, a} \qquad [1]$$

FIG. 2.

Ma se R è il raggio della scarpa, α l'angolo di deviazione della fune portante sulla scarpa e T la tensione della fune, si possono scrivere le relazioni:

$$P = 2\,T \operatorname{sen} \frac{\alpha}{2} \quad ; \quad l = R\,\alpha$$

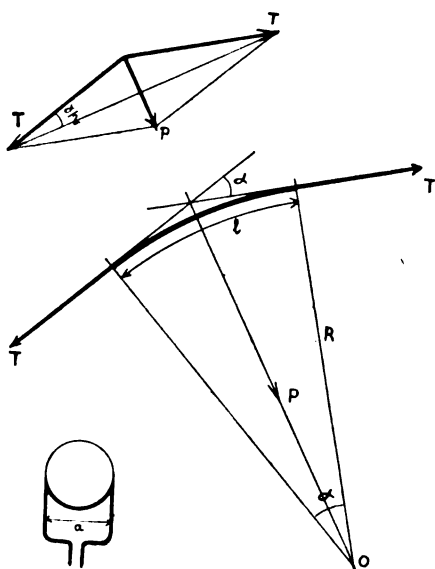
e quindi la [1] diviene:

$$t = \frac{\mu\, T\; 2 \operatorname{sen} \dfrac{\alpha}{2}}{a\, R\, \alpha}$$

Con sufficiente approssimazione può considerarsi l'angolo $\frac{\alpha}{2}$ tanto piccolo da assimilarsi al suo seno per cui:

$$t = \frac{\mu\, T}{a\, R}$$

a ed R sono caratteristiche costruttive delle scarpe e, per uno stesso impianto, sono in genere uguali per tutti gli appoggi, e T, tensione della fune, varia entro limiti mode-

sti, per cui può asserirsi che l'azione tangenziale provocante i consumi sia variabile, per tutti gli appoggi di uno stesso impianto, solo con l'attrito tra fune e scarpa.

Da quanto sopra si deduce che i consumi saranno quindi più imponenti dove più numerosi e lunghi sono gli scorrimenti longitudinali della fune e precisamente, perciò, sulle scarpe vicine alla stazione di tensione, specie dopo lunghe campate, e quanto più alto è il coefficiente di attrito, cioè quanto più deficiente e di cattiva qualità è la lubrificazione delle scarpe.

Inquadrate come sopra le cause e le manifestazioni dei consumi delle funi portanti, si rileva tutta l'importanza di essi, tanto più che allo stato attuale la vita di tali funi dipende unicamente da questo fattore essendosi riscontrato che quasi tutte le funi portanti delle funivie italiane, pur se da vari anni in servizio, presentano nessuna o pochissime rotture di fili mentre invece hanno notevoli consumi per effetto dello strisciamento sulle scarpe di appoggio.

Nei riguardi della sicurezza, invece, dal complesso delle verifiche fatte su tutte le funi portanti delle funivie italiane, non si sono trovati motivi di preoccupazione, poichè tutte le funi presentano ancora un grado di stabilità largamente soddisfacente, grado di stabilità che sarebbe ancora maggiore di uno se venisse meno la resistenza di tutti i trefoli esterni.

II. — Misura dei consumi.

Per la valutazione dell'effetto dei consumi sulla resistenza della fune, occorre per prima cosa misurare nella maniera più esatta possibile i consumi stessi. Se vi fosse possibilità di disfare la fune e misurare il consumo sul filo isolato, la cosa sarebbe molto semplice ed il risultato molto preciso; dover però lavorare sulla fune in opera non è altrettanto semplice.

È necessario anzitutto mettere in vista i fili consumati che si trovano sulla parte della fune a contatto con la scarpa ed a ciò può provvedersi sia facendo ruotare la fune intorno al proprio asse, sia sollevando la fune dalla scarpa.

Il primo sistema è stato riscontrato essere il più semplice, il più rapido ed il più comodo, e perciò conviene seguirlo sempre che sia possibile. Per l'esecuzione pratica si potranno montare sulla fune, prima e dopo la scarpa di appoggio, due morsetti ai quali possono applicarsi delle leve trasversali di opportuna lunghezza; agendo nello stesso tempo e concordemente sulle leve si provocherà la rotazione della fune e si proseguirà finchè tutta la parte che era a contatto con la scarpa non risulti in vista.

Il secondo sistema è più laborioso e richiede la predisposizione, sulla struttura che porta la scarpa, di un attacco molto robusto per il paranco con il quale si opererà il sollevamento della fune abbrancandola con una robusta staffa. Questo sistema potrà venir seguito tutte le volte che non è assolutamente possibile far ruotare la fune.

Messi in vista i consumi occorre misurarli: determinare cioè la sezione di filo asportata e quindi quella residua. A tal uopo sono stati eseguiti alcuni studi sulle abrasioni, confermati da misure e rilievi pratici su fili consumati isolati.

Le abrasioni si presentano (vedi fig. 3) come ellissi allungate il cui diametro minore c rappresenta la corda relativa al segmento circolare asportato dalla sezione trasversale del filo per effetto del consumo, ed il cui diametro maggiore l è invece la

corda del segmento asportato dalla sezione longitudinale del filo. Dalla misura di c, conoscendo il diametro d del filo, si passa rapidamente ed esattamente al valore della freccia δ e quindi alla sezione residua del filo. Infatti dalla figura 4 si rileva:

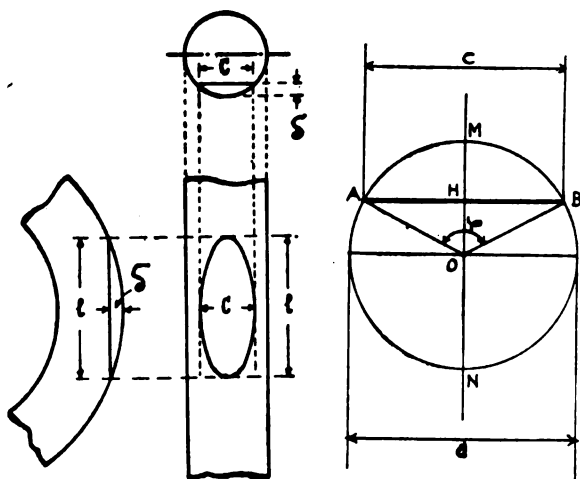



Fig. 3. Fig. 4.

$$\delta = \overline{MH} = \overline{MO} - \overline{OH}$$

$$\overline{OH} = \sqrt{\overline{OA}^2 - \overline{AH}^2}$$

$$\overline{MO} = \overline{OA} = \frac{d}{2} \quad ; \quad \overline{AH} = \frac{c}{2}$$

$$\delta = \frac{d}{2} - \frac{1}{2}\sqrt{d^2 - c^2} \qquad [2]$$

conosciuto δ si trova l'angolo al centro φ con la relazione:

$$\cos\frac{\varphi}{2} = \frac{\overline{OH}}{\overline{OA}} = \frac{\frac{d}{2} - \delta}{\frac{d}{2}} = 1 - \frac{2\delta}{d} \qquad [3]$$

e quindi può calcolarsi l'area S_1 della sezione asportata rappresentata dal segmento circolare $A\,M\,B$:

$$A\,M\,B = O\,A\,M\,B - O\,A\,B$$

$$O\,A\,M\,B = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{\varphi}{360}$$

$$O\,A\,B = \overline{AH} \cdot \overline{HO} = \frac{d^2}{4}\,\text{sen}\,\frac{\varphi}{2}\cos\frac{\varphi}{2} = \frac{d^2}{8}\,\text{sen}\,\varphi$$

$$S_1 = A\,M\,B = \frac{d^2}{8}\left(\pi\frac{\varphi}{180} - \text{sen}\,\varphi\right) \qquad [4]$$

L'area residua del filo sarà pertanto:

$$S' = \frac{\pi d^2}{4} - S_1 \qquad [5]$$

Praticamente, rilevata sull'abrasione la corda c e conosciuto il diametro d del filo, dato costruttivo della fune, con le formule [2], [3], [4], [5] si determina la sezione del filo. L'uso di tali formule però è relativamente laborioso e quindi conviene tradurle in un grafico di immediato impiego. La [2] può trasformarsi:

$$\frac{\delta}{d} = \frac{1 - \sqrt{1 - \left(\frac{c}{d}\right)^2}}{2} \qquad [6]$$

Se $S = \frac{\pi d^2}{4}$ è la sezione integra del filo, dalle [4] e [5] si ricava:

$$\frac{S'}{S} = 1 - \frac{S_1}{S} = 1 - \frac{\varphi}{360} - \frac{\text{sen}\,\varphi}{2\pi} \qquad [7]$$

Dalla [6] in funzione del rapporto $\frac{c}{d}$ si trae $\frac{\delta}{d}$, conosciuto il quale dalla [3] si ricava l'angolo φ che posto nella [7] dà $\frac{S'}{S}$; questo rapporto, moltiplicato per 100, rappresenta la percentuale della sezione residua del filo rispetto all'intera.

Con queste formule è stato costruito il grafico della fig. *a* della tav. IX-*bis*, portando sulle ascisse i valori del rapporto $\frac{c}{d}$ i quali, potendo c variare da 0 a d, vanno da 0 a 1, e sulle ordinate i corrispondenti valori di $100 \frac{S'}{S}$ che vanno da 100 a 50.

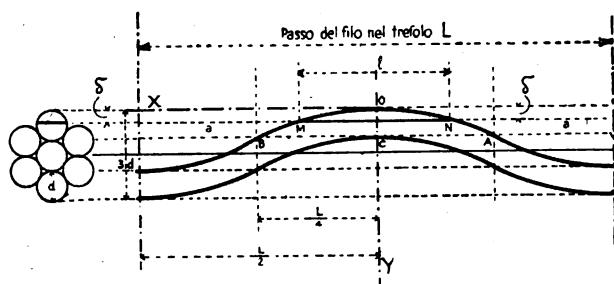
In tal modo il grafico vale per qualsiasi diametro di filo e fornisce immediatamente la percentuale di sezione residua in funzione del rilievo diretto dall'abrasione della corda c, rapportata al diametro noto d del filo.

Questo metodo di calcolo è geometricamente esatto, però la misura di c è molto difficile, sia perchè possono aversi appiattimenti ai bordi dell'abrasione che falsano la misura, sia perchè allorquando c si avvicina al diametro del filo un piccolissimo errore sulla sua misura porta grandissimi errori sulla sezione residua calcolata.

In sostanza si avrebbe così un calcolo esatto e semplice ma con una misura difficile e poco approssimata, e quindi in definitiva un risultato dubbio.

La freccia δ, e quindi la sezione residua del filo, può anche ottenersi dalla misura di l, diametro maggiore dell'abrasione, ove si conosca la forma della curva della proiezione longitudinale del filo. Tale forma può determinarsi solo in via approssimativa, per cui il calcolo non sarebbe rigorosamente esatto, però, ove si riesca ad avere risultati sufficientemente approssimati, è preferibile seguire questo metodo per la determinazione della sezione residua, perchè il rilievo diretto di l è molto più facile ed approssimato di quello di c. In sostanza si avrebbe così un calcolo sufficientemente approssimato da una misura facile ed abbastanza esatta, e quindi in definitiva un risultato attendibile.

Alcuni (1) hanno pensato di assimilare la proiezione longitudinale della fibra esterna di un filo ad una sinusoide ed in conseguenza sono arrivati ad un calcolo relativamente facile di δ in funzione di l. Da rilievi pratici eseguiti su fili consumati isolati di varie dimensioni, si è riscontrato però che questo calcolo è poco approssimato, per difetto, specie per forti consumi. Infatti si sono rilevati errori in meno che vanno dal 5,5 %, per sezioni residue pari al 95 % della totale, al *96,3* %, per sezioni residue pari al 34,5 % della totale. Conviene pertanto cercare un'altra via che dia dei risultati più attendibili.

Fig. 5.

La proiezione di un filo, di un qualunque trefolo a 7 fili (1 + 6), su un piano passante per l'asse longitudinale del trefolo, trascurando la curvatura del trefolo, si presenta come in figura 5. Il piano dell'abrasione sia proiettato sulla retta *a a*: la lunghezza massima dell'abrasione sarà $l = \overline{MN}$.

(1) Ing. Dr. Ewald Bing: *Il consumo delle funi portanti*. « Die Wasserwirtschaft », n. 19, 1929.

La curva di cui occorre determinare l'equazione è $B\ M\ O\ N\ A$. In un primo tempo si era pensato ad un arco di circonferenza, però anche così si sono trovate differenze molto sensibili tra il calcolo e la misura diretta, benchè già minori di quelle della sinusoide.

La forma che ha dato risultati molto approssimati è stata la **parabola.**

Se si assume come origine O e come assi cartesiani la tangente in O, $O\ X$, e la normale $O\ Y$, l'equazione della curva $B\ M\ O\ N\ A$, parabola con vertice in O e asse $O\ Y$, sarà:

$$y = K\ x^2$$

La costante K si calcola in base al punto B di coordinate note:

$$x = \frac{L}{4} \quad ; \quad y = d$$

$$K = \frac{16\ d}{L^2}$$

l'equazione pertanto sarà:

$$y = \frac{16\ d}{L^2}\ x^2$$

Ora, per un punto qualsiasi M dell'arco $B\ M\ O$, la y non è altro che la freccia δ e la x è $\frac{l}{2}$, per cui assumendo come variabili δ e l, l'equazione della curva diviene:

$$\delta = 4\ d \left(\frac{l}{L}\right)^2 \qquad [8]$$

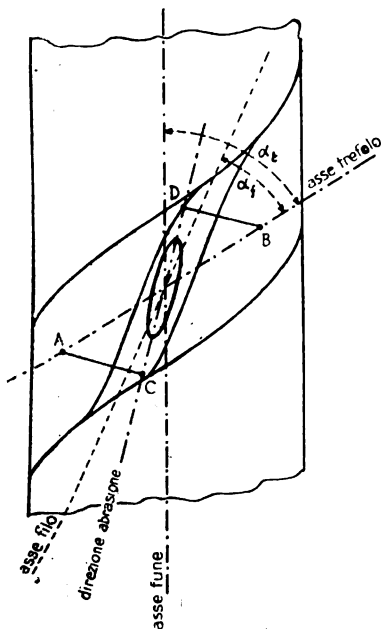



FIG. 6.

La [8] rappresenta la relazione che permette di determinare δ dalla misura di l, poichè sia d, diametro del filo, sia L, passo del filo nel trefolo, sono costanti costruttive della fune.

La formula [8] necessita però di una correzione poichè mentre la l è una misura eseguita sulla direzione del diametro massimo dell'abrasione, L è il passo del filo nel trefolo misurato sulla direzione dell'asse longitudinale del trefolo. Ma queste due direzioni non coincidono, e l'angolo formato da esse dipende dall'inclinazione del filo nel trefolo, α_f, e di questo nella fune, α_t, in quanto la direzione dell'abrasione è intermedia tra quelle dell'asse del filo e dell'asse della fune (vedi figura 6) e per approssimazione può considerarsi al centro di esse.

Occorre in altri termini inserire nella [8] al posto di L $(= A\ B)$, la sua proiezione L_1 $(= C\ D)$ sulla direzione dell'abrasione.

Se l'inclinazione del filo nel trefolo fosse uguale a quella del trefolo nella fune (ben si intende però di senso contrario, trattandosi di funi Ercole e cioè ad avvolgimento incrociato), cioè $\alpha_f = \alpha_t$, allora la direzione dell'abrasione coinciderebbe con quelle sovrapposte dell'asse del filo e dell'asse della fune. In tal caso basterebbe proiettare L sulla direzione dell'asse del filo e si avrebbe:

$$L_1 = L \cos \alpha_f$$

ma l'inclinazione dell'elica del filo nel trefolo, essendo il diametro del trefolo 3 d, sarà:

$$\operatorname{tg} \alpha_f = \frac{3 \pi d}{L} \qquad [9]$$

e ricordando che:

$$\cos^2 \alpha = \frac{1}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}$$

si ha:

$$L^2_1 = \frac{L^2}{1 + \left(\frac{3 \pi d}{L}\right)^2} \qquad [10]$$

Se invece α_f non è uguale ad α_t, il tg α_f della [9] dovrà correggersi della metà della loro differenza. Poichè:

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\pi D}{L'}$$

dove D è il diametro della fune ed L' è il passo del trefolo nella fune, ed assimilando, nella differenza, le inclinazioni agli angoli, la [9] potrà scriversi con sufficiente approssimazione:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{3 \pi d}{L} - \frac{1}{2} \left(\frac{3 \pi d}{L} - \frac{\pi D}{L'}\right) = \frac{\pi}{2} \left(\frac{3 d}{L} + \frac{D}{L'}\right)$$

Pertanto la [10] assumerà la forma:

$$L^2_1 = \frac{L^2}{1 + \frac{\pi^2}{4} \left(\frac{3 d}{L} + \frac{D}{L'}\right)^2} = \frac{L^2}{1 + 2{,}465 \left(\frac{3 d}{L} + \frac{D}{L'}\right)^2} \qquad [11]$$

Il valore L_1 ricavato dalla [11] deve sostituire il valore L della [8] la quale pertanto diviene:

$$\delta = 4 d \left(\frac{l}{L_1}\right)^2 \qquad [12]$$

Trovato con la [12], in modo sufficientemente approssimato, δ in funzione di l, rilevato direttamente sull'abrasione, si ricava facilmente, con le precedenti relazioni [3], [4], [5], la sezione residua del filo.

Anche con questo sistema si può evitare di eseguire ogni volta calcoli relativamente laboriosi. Infatti la [12] può scriversi:

$$\frac{\delta}{d} = 4 \left(\frac{l}{L_1}\right)^2 \qquad [13]$$

e quindi ottenuto dalla [13] $\frac{\delta}{d}$ in funzione di $\frac{l}{L_1}$, con la [3] si determina φ e con la [7] la percentuale della sezione residua rispetto all'intera.

Può quindi tracciarsi una curva che abbia per ascisse i rapporti $\frac{l}{L_1}$ e per ordinate $100\frac{S'}{S}$. Anche tale curva (vedi fig. *b* della tav. IX-*bis*) vale per qualsiasi diametro di filo.

Questo metodo per il calcolo della sezione residua del filo dal rilievo diretto di l sull'abrasione, è stato riscontrato sufficientemente esatto. Infatti eseguito il controllo del calcolo con il rilievo diretto su numerosi fili consumati isolati, si sono riscontrati lievi errori, per eccesso, che vanno dal 0,11 % al 2 % per lievi consumi (sezioni residue dal 95 % all'80 % della totale) e giungono intorno al 4 % per forti consumi (sezioni residue fino al 25 % della totale).

Per l'uso pratico del grafico della fig. *b* della tav. IX-*bis* occorre per ogni tipo di fune calcolare preventivamente L_1: determinato L_1 per molte delle funi attualmente in servizio in Italia si è riscontrato che esso varia tra 0,942 L e 0,958 L, per cui con sufficiente approssimazione può assumersi:

$$L_1 = 0{,}95\ L$$

ed allora la [13] diviene:

$$\frac{s}{d} = 4{,}44\left(\frac{l}{L}\right)^2$$

Con questa relazione si è tracciata una nuova curva che dà il coefficiente di riduzione della sezione del filo (rapporto, in percento, tra la sezione consumata e la sezione intera), in funzione della misura della lunghezza l dell'abrasione, rapportata alla lunghezza L del passo del filo nel trefolo. Tale curva è quella contenuta nel grafico della fig. *c* della tav. IX-*bis* che si presenta di facile ed immediato impiego, pur dando risultati sufficientemente approssimati e quindi attendibili.

III. — Resistenza delle funi consumate.

Calcolati i consumi dei fili, nel modo più esatto possibile, partendo da rilievi diretti sulle abrasioni, resta a vedere come questi consumi influiscono sulla resistenza della fune.

Al capo I si è detto che la resistenza della fune non viene menomata solo per la diminuzione di sezione dei fili consumati tagliati da una sezione trasversale, bensì per la diminuzione della sezione, per effetto del consumo, di tutti i fili dei trefoli del manto esterno, esclusi i fili anima.

Sorge allora spontanea l'idea che la resistenza residua della fune consumata sia quella che compete alla sezione metallica totale originaria diminuita del consumo di tutti i fili dei trefoli esterni, esclusi i fili anima. Precisamente, per una funa Ercole a 133 fili di uguale diametro e con mantello esterno di 12 trefoli da 7 fili (1 + 6) la sezione originaria sarebbe:

$$S = 133\ s$$

se s è la sezione di un filo. Se si è calcolata una sezione residua media dei fili consumati pari all'80 % dell'originaria (coefficiente di riduzione medio dei fili consumati pari a 0,80), la sezione della fune consumata sarà:

$$S' = 61\ s + 72.\ 0{,}80.\ s = (61 + 72.0{,}80)\ s = 118{,}6\ s$$

La sezione metallica totale della fune sarebbe pertanto ridotta al:

$$\frac{118,6}{133} \times 100 = 89,1\ \%\ \text{della totale.}$$

Conseguentemente la resistenza della fune dovrebbe essersi ridotta all'89,1 % di quella originaria.

In generale, cioè, per una fune di N fili di ugual diametro, dei quali n sono interi ed m consumati con un coefficiente di riduzione medio pari ad a, la resistenza sarà ridotta rispetto all'originaria secondo il coefficiente:

$$b = \frac{n + a\,m}{N} \qquad [15]$$

e quindi approssimativamente secondo lo stesso coefficiente dovrebbe essere diminuito il carico di rottura della fune consumata rispetto all'originario.

Tale ipotesi è convalidata dal ragionamento, ma non si poteva accettare senza una conferma sperimentale che avesse messo ben in chiaro il modo di resistere di una fune consumata.

A tal uopo sono state eseguite, presso il laboratorio prove materiali del R. Politecnico di Milano, con l'ausilio del Prof. Bertolini, varie esperienze di trazione e rottura di funi consumate.

Da tali esperienze dovevano trarsi elementi sia sulle sollecitazioni unitarie nei vari fili della fune, interi e consumati, sia sul carico di rottura della fune, sia sul luogo dove sarebbe avvenuta la rottura.

Si è agito pertanto nel modo seguente:

Su ogni spezzone di fune consumata, si è anzitutto provveduto a misurare nel modo più esatto possibile i massimi consumi, rilevando direttamente le lunghezze delle abrasioni e calcolando i coefficienti di riduzione della sezione dei fili consumati con il grafico della fig. *b* della tav. IX-*bis*: la media ponderata di tali consumi ha fornito il coefficiente di riduzione medio della sezione dei fili consumati in base al quale, con la [15], si è calcolato il coefficiente di riduzione della resistenza della fune e quindi il prevedibile carico di rottura.

Si è calcolato anche, per gli scopi che si vedranno appresso, un carico di rottura teorico ottenuto applicando al carico di rottura originario il coefficiente di riduzione medio della sezione dei fili consumati, anzichè quello della resistenza della fune.

I detti valori sono esposti nella tabella dei risultati delle prove di strappo.

Si sono messi poi gli spezzoni, muniti di teste fuse troncoconiche alle estremità, sotto la macchina di trazione da 300 T, del detto laboratorio prove materiali del R. Politecnico di Milano, e quindi sollecitati a trazione.

Prima di iniziare l'aumento graduale dello sforzo si sono montati su vari fili, dello strato esterno delle funi, sia presentanti forti consumi sia senza alcun consumo, degli estensimetri Huggenberger onde misurare gli allungamenti dei fili stessi. Gli estensimetri avevano una base di misura di mm. 10 con amplificazione 1220.

È stato dapprima applicato un carico gradatamente crescente fino a 51 o 61 tonnellate, a seconda dei casi, per poi ridiscendere al carico di una tonnellata, indi si è tornati ad esercitare una trazione crescente fino a 81 ÷ 101 tonnellate, a seconda dei

Risultati delle prove di strappo

	Spezzone 1	Spezzone 2	Spezzone 3	Spezzone 4
— Carico di rottura originario: R = Kg . . .	158.000	155.000	155.000	137.800
— Coefficiente di riduzione medio della sezione dei fili consumati: a = ...	0,7564	0,7986	0,8429	0,9161
— Coefficiente di riduzione della resistenza della fune; b = ...	0,87	0,902	0,922	0,96
— Carico di rottura calcolato:				
1) $b \times R = R_1$ = Kg	137.500	139.800	143.000	132.000
2) $a \times R = R_2$ = Kg	119.500	124.000	130.500	126.000
— Carico di rottura ottenuto nelle prove: R' = Kg	123.000 7 trefoli rotti	134.000 1 trefolo rotto	139.000 2 trefoli rotti	128.000 4 trefoli rotti
— Differenze percentuali tra i carichi di rottura calcolati e quelli ottenuti nelle prove:				
$\frac{R_1 - R'}{R'}$ = %	+ 11,8	+ 4,32	+ 2,88	+ 3,13
$\frac{R_2 - R'}{R'}$ = %	— 2,85	— 7,47	— 6,12	— 1,56

casi, e qui si sono tolti gli estensimetri, quindi si è aumentata ancora la trazione fino alla rottura degli spezzoni.

Dalle letture degli estensimetri nel primo ciclo della prova, si è rilevato che tornata la tensione a una tonnellata gli allungamenti provocati dalla trazione sono tornati tutti quasi a zero, con differenze di trascurabile entità, per cui può asserirsi che fino a quel punto non si sono avute deformazioni permanenti.

Dalle indicazioni degli estensimetri, dopo aver fatte le differenze e per mezzo del coefficiente di amplificazione, si sono ottenute le deformazioni unitarie (positive se di allungamento) nei diversi punti di misura.

Nei diagrammi delle figure 7, 8 e 9, compilati dal laboratorio prove materiali del R. Politecnico di Milano, sono riportate le deformazioni unitarie, per il secondo ciclo delle prove di trazione, in funzione degli sforzi di trazione applicati, per i primi tre spezzoni della tabella.

Uno sguardo di insieme ai diagrammi mostra che, mentre per i fili senza consumo le deformazioni unitarie crescono quasi proporzionalmente allo sforzo di trazione applicato, e cioè con gradiente quasi costante, nei fili molto consumati le deformazioni unitarie, che fino ad un certo limite di carico sono dello stesso ordine di quelle dei fili interi, aumentando gradatamente il carico aumentano con un gradiente sempre più elevato rispetto a quello che compete ai fili interi. La differenza tra i due gradienti è poi tanto più grande quanto più è forte il consumo: basta infatti osservare la differenza di inclinazione delle curve dei fili interi e dei fili consumati della fig. 7, relativa allo spezzone con più forti consumi, rispetto a quella delle curve delle figure 8 e 9, relative a spezzoni con consumi minori.

In sostanza, poichè le deformazioni unitarie sono, entro certi limiti, proporzionali alle sollecitazioni unitarie, i risultati delle prove portano a ritenere che nei fili consumati la sollecitazione unitaria, al crescere del carico totale sulla fune, cresce di più che non nei fili interi.

Questo porta ad un nuovo criterio di valutazione della resistenza di una fune, poichè conduce ad ammettere, con sufficiente approssimazione, che il carico totale di

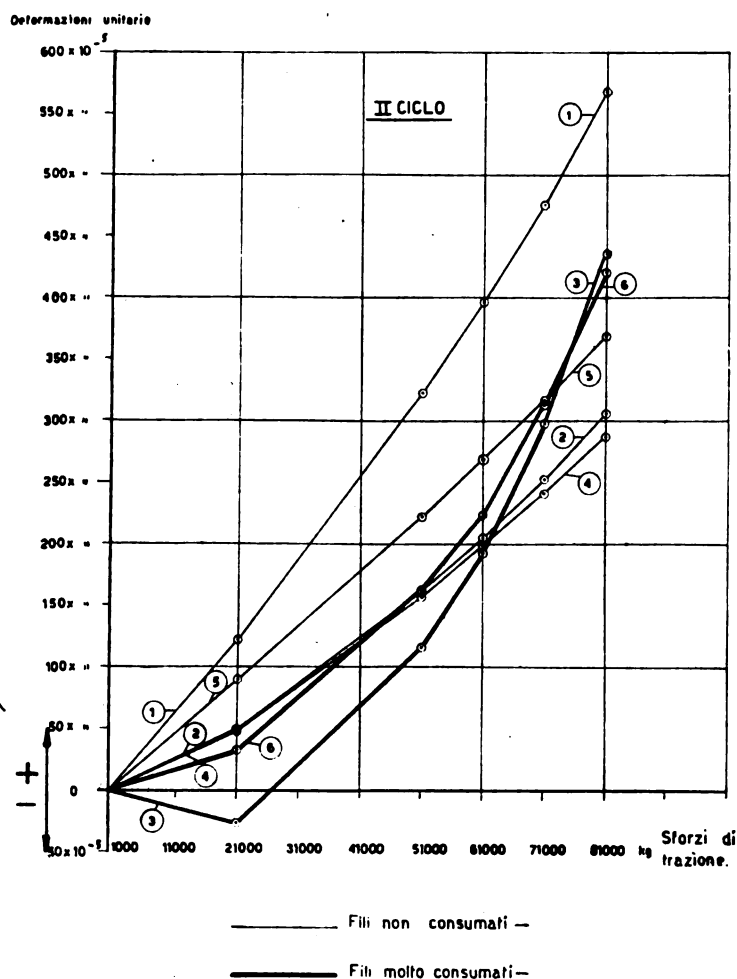



FIG. 7.

una fune, oltre certi limiti, si ripartisce non più secondo la sezione metallica dei fili, bensì secondo il numero dei fili stessi, e pertanto essendo pressochè uguali i carichi sopportati da ciascun filo, nei fili consumati si avranno sollecitazioni unitarie maggiori di quelle dei fili interi, e tanto più forti quanto maggiore è il consumo e quindi quanto minore è la sezione residua dei fili.

Intesa in questo modo la resistenza residua della fune, ne viene di conseguenza che i fili consumati, arrivando prima degli altri al loro limite di resistenza, si romperanno prima di quelli interi e quindi il carico di rottura della fune non potrà più considerarsi come quello che compete alla sezione totale residua della fune, ma dovrà intendersi, al limite, ridotto secondo il coefficiente di riduzione della sezione dei fili consumati.

La considerazione che il carico della fune si ripartisce, oltre un certo limite, in parti pressochè uguali secondo il numero dei fili, considerazione che i diagrammi confermano, può anche trovare una giustificazione se si tien conto dell'intreccio dei fili nella cordatura della fune. Infatti fino ad un certo limite di carico può ammettersi che le sollecitazioni provochino assestamenti tra i fili in maniera da distribuirsi

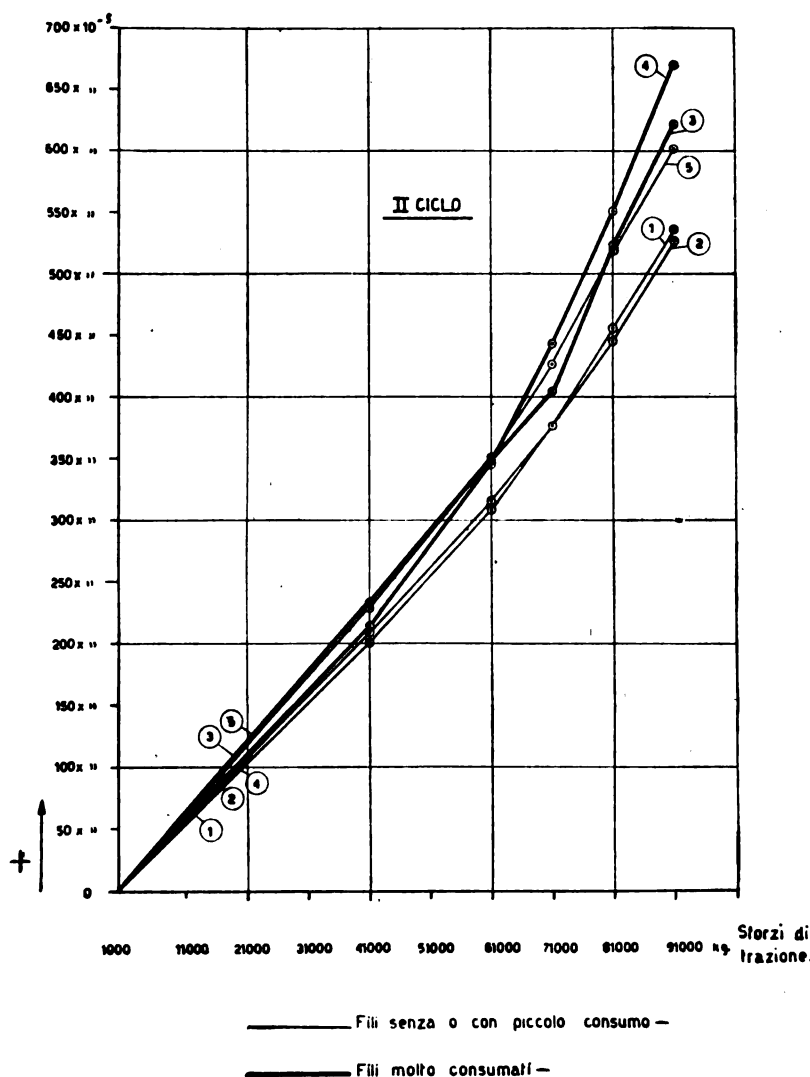



Fig. 8.

secondo le sezioni dei fili stessi, oltrepassato però quel limite, la cordatura si stringe al punto da non permettere più alcun assestamento tra i fili, i quali in ciascun tratto elementare lavorano come se aggrappati alle estremità del tratto stesso e quindi la sollecitazione totale, che è centrata, si ripartisce in base al loro numero senza più tener conto della loro eventuale diversa sezione.

In realtà però non si può accettare completamente questa ipotesi, non essendo completamente confermata dall'esperienza. Infatti l'indagine sulle deformazioni unitarie non è stata potuta estendere, per ovvie ragioni pratiche, fino al limite di rottura, non solo, ma già per gli alti valori misurati delle deformazioni, potendo darsi

di essere già al di là del limite di proporzionalità, le sollecitazioni unitarie corrispondenti non sarebbero facilmente determinabili e quindi non potrebbero applicarsi alle sollecitazioni i risultati ottenuti per le deformazioni. Inoltre il consumo potrebbe aver incrudito talmente il materiale costituente i fili, da far variare le sue caratteristiche.

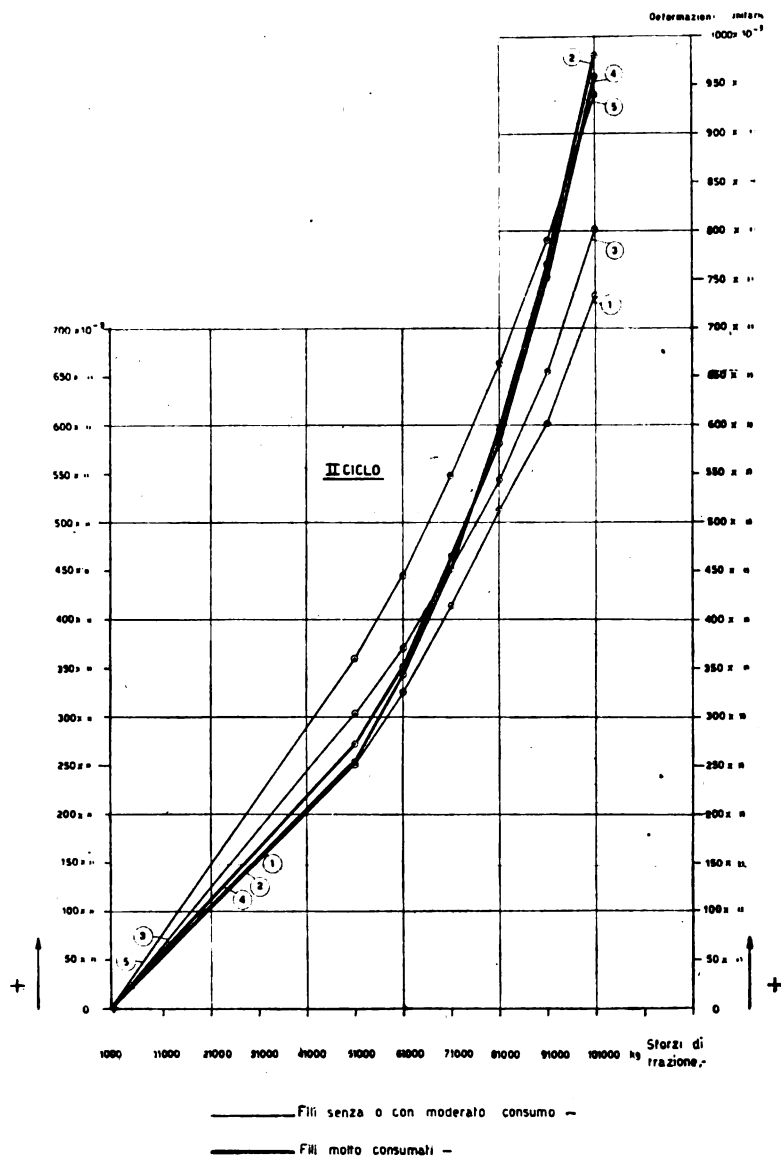



FIG. 9.

I carichi e le posizioni di rottura ottenuti nelle prove di strappo giovano a chiarire un poco le idee al riguardo. Anzitutto le rotture si sono sempre verificate dove si erano misurati i massimi consumi e sono avvenute per rottura di uno o più trefoli in corrispondenza dei fili consumati: questo porta ad asserire che effettivamente in tali fili consumati si creano dei concentramenti di sollecitazione.

I valori dei carichi di rottura ottenuti allo strappo (vedi tabella) sono poi tutti inferiori a quelli calcolati tenendo conto della riduzione della resistenza della fune,

cioè considerando resistente la sezione residua della fune stessa. Questo conferma, se non altro, in modo indubbio, che realmente a diminuire la resistenza della fune concorrono le riduzioni delle sezioni di tutti i fili dei trefoli esterni, esclusi i fili anima, presentanti consumi.

Però detti valori dei carichi di rottura sono superiori a quelli calcolati considerando la riduzione del carico di rottura originario, secondo il coefficiente di riduzione medio dei fili consumati. Questo conferma che l'ipotesi dianzi accennata non è completamente accettabile, ma fino ad un certo punto potrebbe essere giustificata.

In conclusione, ove si voglia esser certi di rimanere il più vicino possibile alla realtà, agendo nel contempo in favore della sicurezza delle funi, può accettarsi di ritenere il carico di rottura di una fune consumata pari al carico di rottura originario ridotto secondo il coefficiente di riduzione medio dei fili consumati.

Quanto si è detto sopra a proposito della resistenza della fune alla rottura, può applicarsi nei riguardi della resistenza della fune nell'esercizio. In realtà le condizioni sono diverse perchè le sollecitazioni dei fili nell'esercizio sono ben lontane da quelle di rottura, però tenendo presente la concentrazione delle sollecitazioni nei fili consumati, si deve poter essere garantiti il più possibile che con l'aumentare dei consumi non si giunga a sollecitazioni veramente pericolose.

È quindi molto opportuno considerare che la resistenza di una fune consumata, e quindi il suo grado di stabilità nell'esercizio (rapporto tra la resistenza unitaria e la sollecitazione unitaria), siano ridotti rispetto agli originari, secondo il coefficiente di riduzione medio della sezione dei fili consumati.

Un'ultima considerazione è da aggiungere nei riguardi della resistenza e quindi della sicurezza delle funi consumate in esercizio. Precisamente, la parte di fune consumata viene a trovarsi, nell'esercizio, sulla scarpa di appoggio che è piegata ad arco di circonferenza: le sollecitazioni pertanto sono distribuite disuniformemente tra i vari fili di una stessa sezione per effetto dell'azione dovuta alla flessione. Trovandosi però i fili consumati nella parte della superficie della fune a contatto con la scarpa, cioè dalla parte interna rispetto al centro di curvatura, essi sono i meno sollecitati e quindi con l'aver ragionato e sperimentato su fune rettilinea si è rimasti sempre in favore della sicurezza nei loro riguardi.

Gioverebbe però poter approfondire lo studio della detta azione di flessione sulle scarpe, ed a tal uopo riuscirebbero molto interessanti esperienze di trazione su scarpe di deviazione con il rilievo delle sollecitazioni nei vari fili della fune. Non è escluso che tali esperienze possano effettuarsi ed al riguardo è stato già studiato dal R. Politecnico di Milano uno speciale dispositivo, da applicarsi alla macchina di trazione, che permette di effettuare le prove ed i rilievi suddetti.

IV. — Provvedimenti proposti per garantire la sicurezza delle funi.

Gli studi fin qui descritti, effettuati dalla Commissione presieduta dal compianto Ing. Massione, non potevano rimanere fini a se stessi. La Commissione pertanto, sulla base dei risultati di questi studi, ha compilato e proposto una serie di provvedimenti di carattere generale atti a garantire la sicurezza delle funi portanti nel senso di controllare e contenere in limiti il più possibile ristretti i consumi per strisciamento sulle scarpe.

Come si è già detto l'eliminazione di tali consumi, allo stato attuale, non è possibile, non essendosi ancora trovato un sistema di scarpe a rotolamento o altro sistema (come ad esempio rivestimento della fune, o scarpe scorrevoli o a cingolo scorrevole) ugualmente efficace ad eliminare lo strisciamento diretto della fune sulla scarpa, che possa essere praticamente realizzato e che abbia garanzie di sicuro funzionamento.

L'aver richiamato l'importanza dei consumi specie agli effetti della vita delle funi portanti, stimolerà i costruttori ed i tecnici funiviari a risolvere questo problema, e non è da escludere quindi che si pervenga a soluzioni efficaci.

Anzitutto è stato proposto di rendere obbligatoria la misura annuale, o più frequente se giudicata necessaria, dei consumi dei fili, dal rilievo diretto delle abrasioni.

Sono stati indi fissati dei limiti ammissibili per detti consumi, dipendenti dal grado di stabilità iniziale della fune. Precisamente si è ammesso che il grado di stabilità possa scendere dal suo valore iniziale (il Regolamento italiano vigente prescrive per le funi portanti un grado di stabilità maggiore di 3,5) fino a 3, considerandolo però sempre come rapporto tra la resistenza del materiale e la sollecitazione unitaria massima della fune in servizio.

In conseguenza, tenuto conto di quanto detto a conclusione del capo III, si è calcolato il massimo ammissibile coefficiente di riduzione medio della sezione dei fili ed in funzione di questo si è ricavato il limite massimo ammesso per la lunghezza di abrasione rapportata al passo del filo nel trefolo.

Qualora detto limite venisse sorpassato, si dovrà provvedere ad un opportuno scorrimento longitudinale della fune in maniera di portare fuori della scarpa, in ogni condizione di esercizio, il tratto che prima vi strisciava; in tal modo il processo di consumo si arresta. Contemporaneamente allo scorrimento longitudinale dovrà però provvedersi alla rotazione della fune di 180° intorno al proprio asse onde evitare l'inconveniente che si avrebbe per il fatto che i fili consumati si verrebbero a trovare, fuori della scarpa, dalla parte inferiore della fune, nella posizione cioè dove, per l'inversione della curvatura, maggiormente si risentono gli effetti della flessione quando il carrello della vettura sta per montare sulla scarpa o ne sta per uscire, favorendo quindi la rottura dei fili.

Altro provvedimento proposto è stato quello di stabilire un grado minimo di stabilità in ogni caso, al disotto del quale la fune deve essere messa fuori servizio. Questo grado minimo è stato posto uguale a 3 e deve essere calcolato con la relazione:

$$\frac{R \cdot a}{t} \qquad [16]$$

dove R è la resistenza del materiale costituente i fili, espressa in Kg/mmq., a è il coefficiente di riduzione medio della sezione dei fili consumati, ottenuto dal grafico della fig. *c* della tav. IX-*bis* in base al rilievo della lunghezza delle abrasioni, t è la sollecitazione unitaria della fune nuova, calcolata nel punto ove si verifica il massimo consumo. Si è considerata questa sollecitazione effettiva anzichè quella massima della fune, prescritta dal Regolamento italiano vigente nel calcolo del grado di stabilità di una fune con fili rotti, per il fatto che i consumi si verificano in corrispondenza delle scarpe di appoggio, delle quali sono note le quote, e quindi la sollecitazione effettiva è esattamente ed univocamente determinabile, non solo, ma corrisponde alla precisa realtà

e non richiede indagini laboriose ed incerte quali invece dovrebbero farsi se si ammettesse lo stesso principio in caso di sole rotture di fili.

Si è inoltre ammesso un grado minimo di stabilità pari a 3 anzichè 3,2, come prescritto dal citato Regolamento per la messa fuori servizio di una fune portante con fili rotti, in quanto, mentre i fili rotti visibili sono indizio di un processo di degradazione della fune e non è noto lo stato dei fili interni, nel caso dei consumi, questi sono ben visibili, esattamente misurabili e non interessano menomamente l'interno della fune.

D'altra parte occorre tener presente che la formula [16] per il calcolo del grado di stabilità presuppone che la resistenza della fune sia diminuita secondo il coefficiente di riduzione medio della sezione dei fili consumati, ciò che, per quanto si è detto alla fine del capo III, è in favore della sicurezza.

Si è proposto pure di stabilire un sistema per calcolare il grado di stabilità in caso di rottura di fili nella zona dei consumi, sistema basato anch'esso sulle considerazioni precedenti.

Infine si è accennato a qualche provvedimento per le scarpe di appoggio. Per quanto riguarda il materiale di rivestimento si è detto che dovrebbe essere idoneo a limitare il più possibile l'usura dei fili. A questo scopo si stanno già eseguendo esperimenti, su alcuni impianti funiviari italiani, con materiale diverso (metallo bianco antifrizione, bronzo tenero, acciaio dolce ecc.) onde arrivare a stabilire il più idoneo.

Per quanto riguarda la lubrificazione, si è proposta la prescrizione di munire le scarpe di efficaci dispositivi atti a garantire l'infiltrazione e la presenza di lubrificante tra fune e scarpa, e si è ricordato che il lubrificante da impiegare deve essere di ottima qualità ed il meglio adatto allo scopo.

A proposito del lubrificante si cita un fenomeno riscontrato sulle scarpe della stazione inferiore di una funivia. Una di queste scarpe, essendo prospiciente una strada secondaria molto polverosa, era soggetta ad incorporare molta polvere nel lubrificante; ebbene, i consumi della fune che strisciava su questa scarpa erano molto più forti di quelli dell'altra fune, benchè per tutto il resto fossero entrambe nelle stesse condizioni. Ciò era dovuto all'azione di smeriglio estrinsecata dalla polvere presente nel lubrificante. Questo esempio prova l'importanza della buona qualità del lubrificante agli effetti dei consumi ed indica che occorre assolutamente evitare l'impiego di olio contenente particelle solide seppure minutissime, come potrebbe essere quello di risulta dei motori.

Le suddette proposte di provvedimenti, dopo aver riportata l'approvazione della Reale Commissione per le funicolari aeree e terrestri, sono state accolte dal Ministero delle Comunicazioni che le ha tradotte in prescrizioni Ministeriali di osservanza obbligatoria.

LIBRI E RIVISTE

La sigla (B. S.) preposta ai riassunti contenuti in questa rubrica significa che i libri e le riviste, cui detti riassunti si riferiscono, fanno parte della Biblioteca del Collegio Nazionale degli Ingegneri ferroviari italiani, e come tali possono aversi in lettura, anche a domicilio, dai Soci del Collegio, facendone richiesta alla Segreteria.

(B. S.) Provvedimento per decongestionare il traffico a Londra (*Railway Gazette*, 13 gennaio 1939).

Il più importante rimaneggiamento stradale compiuto nel 1938 a Londra è senza dubbio quello eseguito nelle vicinanze della stazione di Vauxalle, della Southern Railway. Le due piantine (v. fig. 1) rappresentano la zona prima dei lavori e dopo.

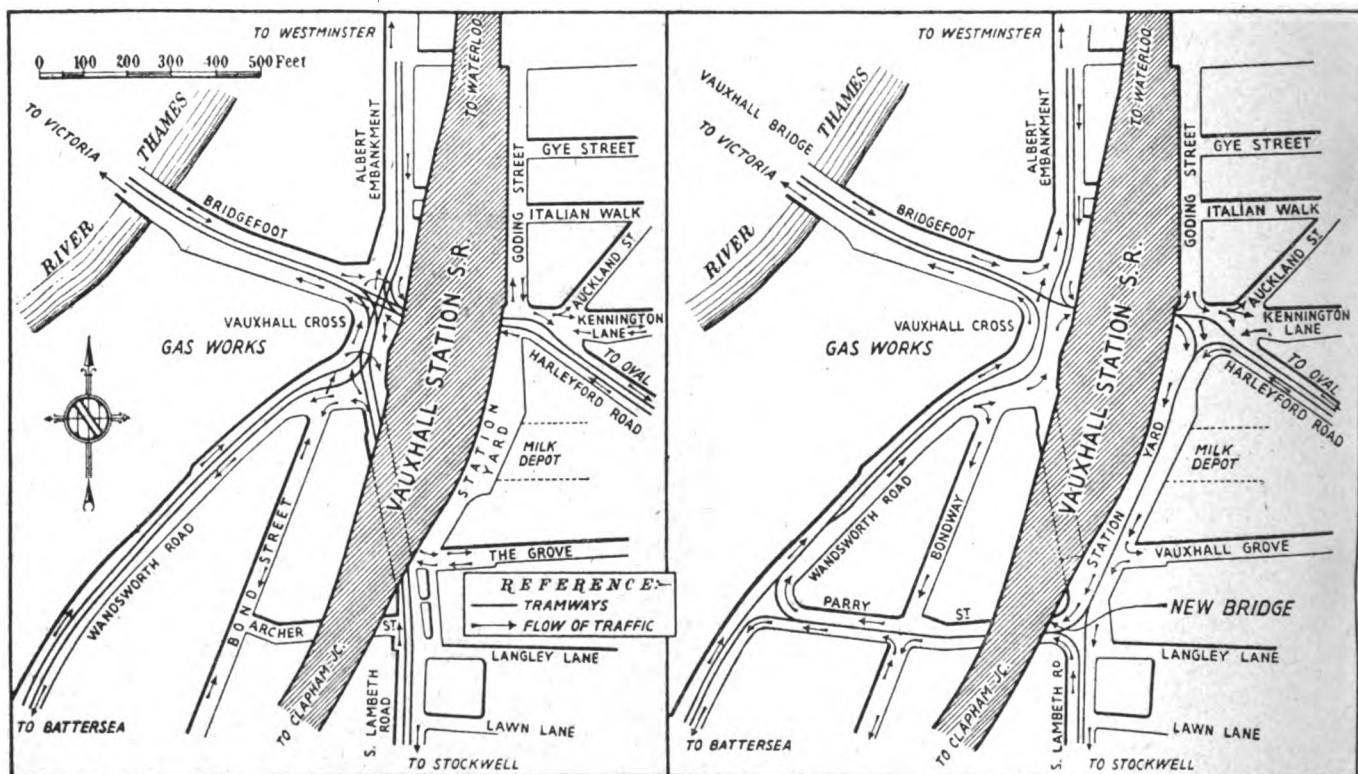



FIG. 1.

Il problema si presentava irto di difficoltà: si vede infatti che nel nodo Vauxall confluivano non meno di cinque grandi strade provviste ciascuna di doppio binario tranviario, che due di queste strade erano sorpassate da larghi ponti ferroviari, di cui uno per giunta molto obliquo, ed infine che mancavano del tutto strade ausiliarie permettenti di girare intorno al nodo senza attraversarlo.

Nel 1925 fu proposto di ampliare Archer Street, di prolungarla fino a Wandsworth Road e di utilizzare il piazzale esterno della stazione per il traffico stradale parallelo ai binari.

Con ciò si sarebbe venuto a creare una deviazione al traffico.

Sebbene questa idea non sia stata allora attuata, il progetto oggi realizzato è molto simile. Nel 1925 non esistevano a Londra strade circondanti i nodi d'incrocio, ma quando nel 1930 fu studiato il progetto dell'attuale rimaneggiamento i vantaggi offerti da tali strade erano ben noti.

Il progetto presentato nel 1931 dal London County Council, quando il nodo stradale era attraversato da ben 30.000 veicoli dalle 8 di mattina alle 8 di sera, presupponeva una spesa di 617.000 sterline. Tuttavia i lavori sono stati compiuti spendendo solo 336.000 sterline, delle quali il 60 % fu dato dal Ministero dei trasporti. I lavori durarono 3 anni, e le opere eseguite furono:

a) trasformazione del piazzale esterno della Stazione Vauxall in strada pubblica;

b) allargamento di Archer Street da m. 12 a m. 16,50 circa, e ricostruzione del ponte ferroviario;

c) prolungamento di Archer Street fino a sboccare a Wandsworth Road. La nuova arteria fu ribattezzata col nome di Parry Street.

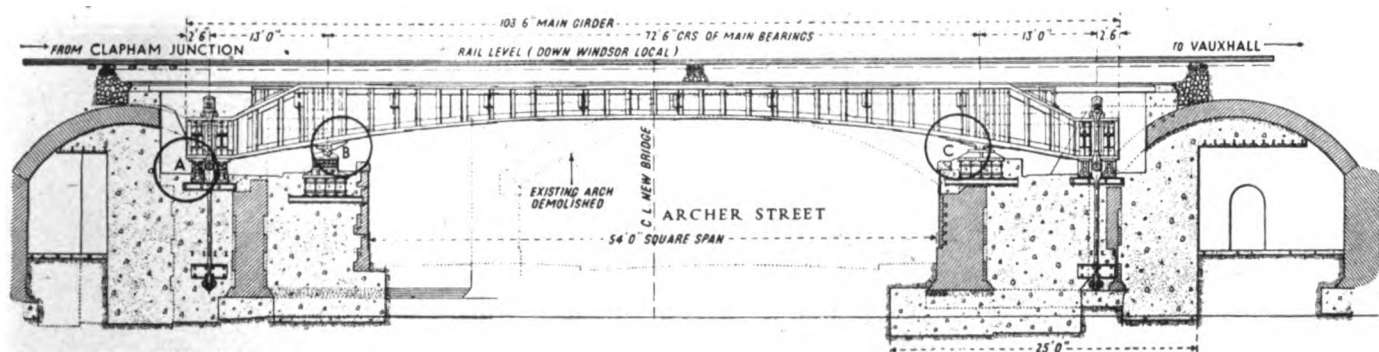



Fig. 2.

Il risultato di tali provvedimenti è stato la creazione di una grande strada diversiva lunga mezzo miglio che ha reso possibile ridurre Bondway Street a strada a senso unico, come pure parte di South Lambeth Road, e di sgravare fortemente l'incrocio Vauxall.

Come si è detto, l'ampliamento di Archer Street ha reso necessaria la ricostruzione del ponte ferroviario. Il vecchio ponte consisteva in un arco in muratura.

Non essendo possibile variare l'altezza libera sotto il ponte e non potendosi adottare travi appoggiate per ragioni di spazio, fu ideato un ingegnoso espediente che ha permesso di ridurre notevolmente lo spessore in chiave.

Si tratta di un sistema di travi appoggiate provvista di tiranti d'estremità, messi preventivamente in tensione mediante binde idrauliche in modo da esercitare una forza di 300 tonn. verso il basso.

È chiaro che, essendo l'appoggio *B* scorrevole su rulli (v. fig. 2), il relativo ancoraggio *A* deve essere specialmente costruito in modo da consentire i movimenti longitudinali e le rotazioni della travata intorno a *B*.

Il ponte fu costruito a segmenti per non interrompere il traffico ferroviario. — G. Robert.

(B. S.) Locomotive elettriche (*Mechanical Engineering*, novembre 1938).

L'applicazione della trazione elettrica negli Stati Uniti ha seguito tre fasi successive. Si è dapprima iniziata per evitare gli inconvenienti del fumo nelle lunghe gallerie, si è estesa poi per i vantaggi che essa presenta nei riguardi delle maggiori velocità conseguibili, rispetto alla trazione a vapore, sulle linee accidentate; si è infine sviluppata, nell'ultima e moderna fase, per le alte velocità orarie che ha consentito con treni pesanti.

Dopo aver riassunto nella tabella annessa le caratteristiche che rappresentano l'evoluzione dei locomotori elettrici dal 1906 al 1938, l'A. passa ad esaminare le caratteristiche principali delle costruzioni recenti in tale campo e del loro esercizio.

TABELLA I. — *Sviluppo della locomotiva elettrica.*

FERROVIA E TIPO	Anno in servizio	Corrente della linea di contatto	Rodiggio	Peso in tonn.		V max km/h	Potenza continuativa per V oraria	Kg. per HP contin.
				assi accoppiati	Totale			
New York Central - Tipo S	1906	600 v.c.c.	2—D—2	63,05	102,06	96,5	792 HP a 98 km/h	129,5
New York - New Haven & H 01-041	1907	11.000 v.ca.	1 B+B 1	85,75	98,40	141,5	1016 » 117,3 »	97,0
Chicago-Milwaukee & St Paul . . . (merci)	1915	3.000 v.c.c.	2 B+B+B+B 2	102,06	130,50	56,3	1670 » 24,9 »	78,0
Chicago-Milwaukee & St Paul . . . (passeggeri)	1920	3.000 v.c.c.	2 C 1 + 1 C 2	171,20	272,00	104,5	3400 » 50,1 »	79,7
Chicago-Milwaukee & St Paul . . . (bipolare)	1920	3.000 v.c.c.	1 B+D+D+B 1	207,00	236,00	144,7	3360 » 59,4 »	70,2
New York - New Haven & H - 0300	1919	11.000 v.ca.	1 C 1 + 1 C 1	105,50	158,00	106,0	2004 » 87,5 »	78,6
New York - New Haven & H - 0351	1931	11.000 v.ca.	2 C + C 2	122,20	183,00	112,5	2740 » 88 4 »	66,6
Pennsylvania RR. - GG1	1935	11.000 v.ca.	2 C + C 2	138,50	205,5	144,7	4620 » 86,8 »	44,4
New York - New Haven & H - 0361	1938	11.000 v.ca.	2 C + C 2	122,20	195,5	144,7	3600 » 89,7 »	54,4

Egli comincia ad osservare i vantaggi che, dal punto di vista dell'accelerazione, presenta il motore elettrico, il quale per breve periodo può erogare dalla linea una potenza molto maggiore di quella continuativa a differenza di qualsiasi altro tipo di motore per il quale sia generata a bordo l'energia che lo alimenta. Il minor peso di locomotore per HP consente una potenza maggiore per tonnellata aderente e quindi una maggior velocità. Ciò può essere utilizzato sia per aumentare la velocità media sopra un profilo ondulato, grazie all'intervento della forza viva (secondo il concetto dei gradi sussidiari di prestazione della nostra rete) sia per una utilizzazione più intensa delle macchine che possono essere adatte tanto per servizi viaggiatori che per merci celeri col vantaggio di unificare i tipi, sia infine per il miglior coefficiente di aderenza.

In base ai risultati di esercizio, tanto per alti sforzi che per alte velocità, le trasmissioni del moto adottate quali più convenienti sono quelle dei motori gearless, sospesi all'albero, o quelle per albero cavo, le quali nella pratica hanno mostrato aver vantaggi ed inconvenienti che si bilanciano. Per la stabilità di guida lungo la linea sono da distinguere i due tipi di strutture a telaio principale unico, ed a telai principali accoppiati, dei quali il primo è più stabile in rettifilo e presenta difficoltà di marcia nelle curve e tendenza allo svio per il passo rigido, il secondo al contrario è più stabile nelle curve mentre in rettifilo dà luogo ad oscillazioni.

Il collegamento tanto dei carrelli di guida con il proprio telaio quanto dei telai principali della locomotiva è fatto a richiamo elastico guidato da un timone a moto radiale tipo bissel. La forma aerodinamica delle macchine è adottata più che per una vera e propria diminuzione di resistenza per tutto il treno, per ottenere la quale tutta la colonna dovrebbe avere forma adeguata, per motivi di gradimento estetico del pubblico e per alcuni vantaggi che si hanno in marcia con vento laterale. Questo soprattutto quando la sede ferroviaria poggia su fondo di sabbia o ghiaia minuta le quali, con la corrente generata dalle alte velocità e per il vuoto creato dal vento laterale, si sollevano avvolgendo il treno nella parte opposta a quella da cui il vento spira.

La saldatura è usata ormai completamente e estesamente e si manifesta la tendenza ad applicare gli organi di attacco, ganci e respingenti, non più al telaio principale, ma a quello del carrello per evitare le sollecitazioni di flessione che sul telaio principale sono generate da azioni dissimmetriche degli organi suddetti. La possibilità che ha il carrello di ruotare attorno al proprio

perno elimina tali sollecitazioni, mentre la resistenza delle ralle e della nervatura principale del telaio, che si ottiene con la costruzione saldata, consente la sicura trasmissione di tali sforzi.

Il montaggio delle apparecchiature elettriche di bordo e di comando è fatto raggruppando, quelle che esigono poca manutenzione e scarsa necessità di visita, in elementi compatti e saparati da quelle che richiedono un continuo controllo. Si ottiene una disposizione più unita con notevole risparmio di spazio. La ventilazione di tale apparecchiatura è ottenuta mediante dispositivi che eliminano la polvere e l'umidità. — W. Tartarini.

(B. S.) Aumento della potenza delle locomotive dovuto al carenaggio (*Revue générale des chemins de fer*, 1° novembre 1938).

Il Sig. Nordmann, direttore della Reichsbahn, nel « Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure » del 30 aprile 1938 esamina le seguenti questioni:

1) Qual'è l'aumento di potenza, in funzione della velocità, realizzato con una locomotiva carenata rispetto a una locomotiva uguale non carenata?

2) Con quale esattezza è possibile estendere alle locomotive ordinarie i risultati delle prove eseguite su modelli?

L'A passa in rassegna i risultati ottenuti precedentemente nei diversi paesi con treni carenati a vapore come il « Hiawatha » (E. U.), il « Silver Jubilee » (Inghilterra), il treno aerodinamico PLM (Francia) e il treno Henschel Wegmann (Germania), quindi si riferisce alle notizie già pubblicate sulla Revue Générale del maggio 1936, circa le prove di carenaggio della locomotiva unificata tedesca 03.

La Germania ha carenato una locomotiva 03 e l'ha confrontata con una locomotiva uguale non carenata. Le prove sono state eseguite dalla divisione di Grünewald verso la fine del 1936 sulle linee Berlin-Magdeburg e Berlin-Hamburg per velocità comprese fra 100 e 140 km./h. Il seguente prospetto dimostra la superiorità della locomotiva carenata:

	100 Km/h	120 Km/h	140 Km/h
Locomotiva 03.193 carenata potenza (HP) al gancio . . .	1445	1365	1185
Locomotiva 03.154 non carenata potenza (HP) al gancio. .	1260	1075	800
Aumento di potenza in HP	185	290	385
Aumento di potenza percentuale	15,5	27	48,2

L'aumento di potenza conseguito può essere utilizzato sia per trainare altri veicoli, sia per raggiungere velocità maggiori, sia infine per economizzare combustibile. A quest'ultimo proposito si osserva che l'economia di carbone realizzata dalla locomotiva 03193 durante un anno di servizio nella circoscrizione di Hamburg è stata del 15,2 % per tonn./km.

Quanto all'estensione alle locomotive reali dei risultati delle prove su modelli, eseguite nella galleria del vento, l'A. conclude che il vantaggio reale è maggiore di quello che si trova sperimentando con vento in asse sui modelli.

Invece il procedimento a specchio, con due modelli opposti, per tenere conto dell'aumento di resistenza dovuto al terreno, fornisce, con modelli in scala 1/20, risultati molto vicini a quelli ottenuti sulla linea. — G. Robert.

(B. S.) La velocità sui binari a scartamento ridotto (*Railway Gazette*, 25 novembre 1938).

In generale la velocità sulle linee a scartamento ridotto è limitata dalla maggiore ristrettezza delle curve, rispetto alle linee a scartamento ordinario.

Tuttavia in molte parti del mondo, insieme alle velocità sulle linee a scartamento normale, sono cresciute anche quelle sulle linee a scartamento da 1 metro o da 1066 mm.

Finora il primato spettava a Giava, con la velocità di 71 km./h. fra partenza ed arrivo e massima di 91 km./h. Il Giappone e il Sud-Africa non erano molto indietro.

Da qualche tempo però in Tunisia è entrato in servizio su scartamento da 1 m. un nuovo treno detto « Stella del Sud » formato con veicoli articolati, il quale copre i 423 km di distanza fra Tunisi e Gabès in 6 ore alla velocità di 67 km./h. incluse 11 fermate regolari e 3 facoltative. Il percorso più rapido è quello fra Graiba e Aouinet: 64 km. in 46 minuti a 80 km./h. fra partenza e arrivo, inclusa una fermata intermedia, il che costituisce probabilmente un primato.

Nelle prove detti veicoli hanno raggiunto la velocità di 118 km./h. — G. Robert.

(B. S.) Velocità e segnalazione (*The Railway Gazette*, 7 ottobre 1938).

La sicurezza della marcia di un treno e l'occupazione di una sezione di blocco da uno solo di essi è assicurata mediante segnali fissi. La distanza di questi dipende da tre elementi: scavalcamento delle sezioni di blocco, spazio di frenatura e distanza di visione del segnale, reazione psichica sensitiva del macchinista.

L'ampiezza dello scavalcamento delle sezioni di blocco, che non supera mai i 400 m. e talora può scendere a 45 m., risulta a sua volta da tre fattori. Il 1° è quello di sicurezza per il quale si considera sufficiente che esistano almeno 2 segnali tra due treni successivi; ciò comporta notevoli ritardi per treni veloci e vari metodi sono stati adottati per ovviare ad essi. Il secondo è costituito dallo spazio necessario perchè la pressione agisca efficacemente sui freni e, poichè, per i rapidi, questa è in genere troppo bassa, occorrerebbe per essi estendere lo scavalcamento ad una distanza uguale a quella tra il segnale di avviso e quello principale; ma ciò darebbe risultati disastrosi per la potenzialità della linea. Il terzo è dato dai margini di tempo per inesattezza di intervento del macchinista essendo sufficiente una perdita di 10″ per coprire con una velocità di 190 Km/h 550 m. Un notevole vantaggio per la riduzione di tale spazio può ottenersi con i segnali acustici.

Per ciò che riguarda la distanza di frenatura e di visibilità la possibilità che sieno necessarie distanze di 1800 m. per treni rapidi e per merci celeri parzialmente frenati, porterà a cercare di ridurle modificando le segnalazioni. Ciò che si fa ora in pratica con il doppio segnale giallo dal quale si passa al doppio verde attraverso il giallo verde. Anche qui l'adozione dei segnali acustici può portare a riduzione della visuale libera. Poichè la distanza di visibilità è quella coperta durante il tempo nel quale il macchinista vede e si dispone ad agire essa è notevole per i rapidi ed è importante che il macchinista veda che c'è il segnale prima di apprezzare quale esso sia. Occorre perciò che il segnale sia visibile a grande distanza e che il colore sia opportunamente scelto giacchè differentemente i vari colori reagiscono sull'occhio. In proposito è opportuno non disporre luci diverse sopra uno steso segnale per l'insufficiente potere discriminatorio dell'occhio quando il macchinista sia trasportato ad alta velocità.

Le esperienze di laboratorio dànno un tempo di ½ secondo per la reazione alla percezione ma esse sono eseguite in condizioni favorevoli perchè il soggetto è preavvertito. In realtà occorrono 2″. Occorrerà poi il tempo perchè il segnale sia riconosciuto (su ciò influirà la semplicità del segnale ed efficaci sono quelli a lampo come si hanno in Svezia), poi quello per la predisposizione del macchinista che al minimo è di 3″. Possono essere necessari 20″ che sui rapidi a 190 Km/h, equivalgono a 1100 m. Le distanze per la reazione psichica sono dunque fissate al limite della visibilità ed anche qui sono vantaggiosi i segnali acustici e quelli a bordo il cui intervento automatico sui freni dà un vantaggio per le alte velocità. Però con essi la frenatura a partire dalla piena entrata in azione dei ceppi richiederebbe a 190 Km/h. altri 1100 metri.

L'A. osserva che dei vari elementi che influiscono sulla frenatura il coefficiente di aderenza varia poco aumentando solo del 13 % anche con l'aggiunta della sabbia mentre l'azione

della pressione è molto variabile raggiungendo anche il 300 % del peso frenato e variando dal 50 al 100 % durante la frenatura. Il coefficiente di attrito tra ceppi e cerchioni con ceppi speciali può essere aumentato del 40 % rispetto a quelli di ghisa. Circa la resistenza la pratica conferma che essa tende a variare linearmente con la velocità, anzichè col suo quadrato, per gli alti valori di essa.

Si può dunque dire che per lo scavalcamento e gli spazi di frenatura e di visuale necessari, il totale della distanza debba essere di circa 3200 m. per velocità di 160 Km/h. a cui va aggiunta la lunghezza di un rapido, che è di circa 300 m., la distanza di manovra e la sezione di blocco. Attualmente in pratica per treni rapidi e merci celeri parzialmente frenati a quest'ultima si dà una lunghezza di 16 Km. per dare un margine sufficiente di marcia con il che si viene a rinunciare per essi ad un certo numero di sezioni di blocco minori che andrebbero bene per treni ordinari ed i cui segnali non sono operanti per i treni suddetti che ubbidiscono solo ai segnali principali posti all'entrata di tali sezioni maggiori. E ciò è un male perchè riduce le possibilità di ricupero. L'A. con un procedimento grafico analitico mostra la possibilità di utilizzare questi segnali intermedi posti nella sezione principale determinandone la posizione ed indica il modo di impiegare segnali acustici e ripetitori a bordo.

Viene esaminata quindi l'influenza dell'inerzia dell'apparecchiatura nella trasmissione dei segnali, esaminando rapidamente pregi e difetti dei vari sistemi. Ciò soprattutto nelle connessioni tra scambi e segnali quando si tratti di treni rapidi e leggeri, per i quali occorrono apparecchi di funzionamento immediato e di alta sensibilità.

Con rapido e denso traffico si hanno spesso difficoltà di manovra con l'ordinaria segnalazione meccanica quando le sezioni non sieno opportunamente spaziate. Si può rimediare con segnali intermedi per lunghezze eccessive o, se le distanze sono troppo corte, a vari ripieghi che però allontanano le fermate, richiedono segnalazioni multiple e tendono a ricondurre la marcia di tutti i treni a quella del più lento.

L'influenza della durata accelerazione nei riguardi dei segnali non è sentita nel servizio ferroviario a lunghi periodi di corsa, ma è notevole nelle linee suburbane ove lo spazio di frenatura riservato pei treni che partono da fermo nelle stazioni intermedie, non sarà sufficiente per quelli che passano senza fermate. Questi ultimi non potranno partire altro che quando abbiano lungo tratto di via libera e saranno utili segnali a più indicazioni.

Concludendo, gli attuali sistemi, data l'inerzia degli apparecchi e l'importanza della reazione psichica del macchinista, mostrano parecchi inconvenienti per treni rapidi. Si può rimediare con l'adozione dell'A.T.C. ma il vantaggio scomparirà quando tutti i treni saranno muniti di esso perchè non vi sarà differenziazione. Per la marcia veloce si preconizza un sistema automatico, ripetitore a bordo, con il quale sieno collegati i treni che si susseguono, cosicchè le sezioni di blocco sieno mobili e collegate con i treni in marcia. — W. TARTARINI.

(B. S.) Le più grandi piattaforme girevoli per locomotive: m. 41,50 di diametro (*Railway Age*, 12 novembre 1938).

Sono state costruite in tre stazioni della linea Livingstone-Missoula (U.S.A.), dalla Northern Pacific in seguito all'entrata in servizio delle nuove locomotive 2-8-8-4 lunghe m. 38,75 tra le perpendicolari estreme e m. 34,65 tra gli assi estremi e del peso di 600 tonnellate a pieno carico. Le nuove piattaforme sono state progettate del diametro di 41,15 per tenere conto di un eventuale nuovo aumento delle dimensioni delle locomotive. Le piattaforme in parola sono essenzialmente costituite da una coppia di travi continue su tre appoggi, di sezione costante. L'appoggio centrale (asse di rotazione della piattaforma) è costituito da un disco di bronzo del diametro di 63 cm. e dello spessore di cm. 4,5 opportunamente ancorato ad un blocco di fondazione e con alcune scanalature sulla faccia superiore per assicurare la lubrificazione. Gli appoggi estremi sono costituiti da quattro ruote radiali di acciaio del diametro di 84 cm. senza bordino, ruotanti

sulla guida circolare opportunamente assicurata ad un muretto di sostegno in calcestruzzo mediante una piastra continua di acciaio e chiavarde. Gli assi delle ruote sono montati su cuscinetti a rulli. Le due travi principali sono controventate con una serie di travi trasversali. Le traverse di sostegno delle rotaie sono appoggiate direttamente sulle travi principali.

La potenza motrice necessaria per la rotazione della piattaforma è fornita da due motori elettrici da 25 HP (trifase, 60, 220 V, 900 giri) montati ciascuno ad una estremità della piattaforma stessa. La trasmissione del movimento avviene mediante un sistema di ingranaggi ad una delle quattro ruote che costituiscono il sistema di appoggio di ogni estremità della travata.

L'installazione di queste nuove piattaforme è stato fatto nello stesso posto in cui si trovavano quelle esistenti di minori dimensioni ed in modo da non interrompere l'esercizio.

Vennero così costruite tutte quelle parti che non recavano intralcio al servizio e cioè: muretto di sostegno della rotaia circolare e collocamento di quest'ultima e parte muraria dell'appoggio centrale. La travata completa, costruita fuori opera, potè essere collocata in opera in tempo relativamente breve mediante due potenti gru di sollevamento, mobile su uno dei binari irradiantesi dalla piattaforma stessa. — LA MAGNA.

Formano oggetto di recensione i libri inviati alla Rivista in doppio esemplare. Quelli che pervengono in semplice esemplare sono soltanto registrati nella Bibliografia mensile.

Ing. NESTORE GIOVENE, *direttore responsabile*

Stabilimento Tipografico Armani di M. Courrier – Roma, via Cesare Fracassini, 60

BIBLIOGRAFIA MENSILE FERROVIARIA

APRILE 1939-XVII

PERIODICI

LINGUA ITALIANA

Rivista Tecnica delle Ferrovie italiane.

1939 625 . 143

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, febbraio, pag. 71.

CORINI F. Il IV Congresso internazionale della rotaia. Dusseldorf, settembre 1938, pag. 10.

1939 625 . 143 . 4

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, febbraio, pag. 81.

CORINI F. Studi ed esperienze compiute in Italia sulla stabilità del binario in relazione alle azioni termiche. Sunto della comunicazione fatta alla IV Conferenza internazionale della rotaia, pag. 4 ½.

1939 621 . 332

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, febbraio, pag. 86.

MAZZONI A. Apparecchiatura per constatare tensione sulle linee di contatto 3000 V. corrente continua, pag. 2 ½, fig. 2.

1939 { 625 . 285 / 625 . 3 }

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, febbraio, pag. 90.

STAGNI L. Stabilità e criteri costruttivi delle automotrici veloci a scartamento ridotto, pag. 16, fig. 4.

1939 656 (. 45

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, febbraio, pag. 106.

L'autarchia nei trasporti terrestri, pag. 2.

1939 51 . (063)

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, febbraio, pag. 85 (Informazioni)

Convegno di matematica applicata, pag. ½.

1939 621 . 3 (07)

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, febbraio, pag. 87 (Informazioni).

La funzione e le mete dell'Istituto Elettrotecnico Nazionale Galileo Ferraris, pag. 1 ½.

1939 625 . 15

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, febbraio, pag. 108 (Libri e Riviste).

Importante intersezione di binari in acciaio fuso, pag. 1, fig. 1.

1939 621 . 132 (.73)

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, febbraio, pag. 109 (Libri e Riviste).

Locomotive costruite dalle Officine Lima per la Soc. Line, pag. ½, fig. 1.

1939 624 . 182

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, febbraio, pag. 109 (Libri e Riviste).

Un'opera per proteggere una linea dalle valanghe, pag. 1, fig. 2.

1939 621 . 314 . 65

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, febbraio, pag. 110 (Libri e Riviste).

I recenti progressi nella costruzione dei raddrizzatori di corrente e nelle loro applicazioni, pag. ½.

1939 625 . 12

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, febbraio, pag. 111 (Libri e Riviste).

Fondazione della sede ferroviaria in cemento armato, pag. ½, fig. 2.

1939 625 . 2 — 592

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, febbraio, pag. 112 (Libri e Riviste).

La frenatura dei treni ad alta velocità, pag. 2, fig. 2.

1939 624 . 624

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, febbraio, pag. 114 (Libri e Riviste).

I lavori per la deviazione della linea Berna-Wilerfeld delle Ferrovie Federali, pag. ½, fig. 1.

1939 625 . 2 : 669 . 71

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, febbraio, pag. 114 (Libri e Riviste).

Il metallo leggero nella costruzione dei veicoli ferroviari, pag. 2.

1939 691 . 3

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, febbraio, pag. 116 (Libri e Riviste).

L'autarchia nelle costruzioni in cemento armato e i mezzi meccanici per la posa in opera dei calcestruzzi, pag. 1 ½.

1939 625 . 15 (4 + 5)

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, febbraio, pag. 117 (Libri e Riviste).

Sulla capacità di carico dei pali, pag. 1.

Annali dei Lavori Pubblici.

1939 621 . 3 . 111 . 0184

Annali dei Lavori Pubblici, febbraio, pag. 186.

G. ZANIER. Problemi tecnici relativi all'unificazione delle frequenze delle reti elettriche di distribuzione, pag. 5.

1939 624 . 623

Annali dei Lavori Pubblici, febbraio, pag. 191.

P. GRASSINI. Un'arcata della luce di m. 45 in calcestruzzo non armato per il ponte sulla Nera della strada Nera Montoro-Orte, pag. 12, fig. 10.

L'Elettrotecnica.

1939 621 . 316 . 5

L'Elettrotecnica, 25 febbraio, pag. 94.

E. JENNA. Interruttori in olio o interruttori ad aria compressa, pag. 4 ½, fig. 13.

1939 621 . 315 . 62

L'Elettrotecnica, 25 febbraio, pag. 98.

E. PUGNO VANONI. Sulle proposte di norme internazionali per gli isolatori passanti, pag. 2 ½.

1939 621 . 314 . 65

L'Elettrotecnica, 25 febbraio, pag. 120.

Recenti progressi nei raddrizzatori e loro applicazioni, pag. 2 ½, fig. 6.

LINGUA FRANCESE

Bulletin de l'Association internationale du Congrès des chemins de fer.

1939 621 . 335 (.494) & 621 . 338 (.494)

Bull. du Congrès des ch. de fer, febbraio, pag. 95.

Leyvraz (L.). Trains légers séries BCFZe 4/6 et CFZe 2/6 de la Compagnie du Chemin de fer des Alpes bernoises Berne-Loetschberg-Simplon, pag. 24, fig. 13.

1939 656 . 234

Bull. du Congrès des ch. de fer, febbraio, pag. 119.

Wiener (L.). Les titres de transport. Partie E: Le billet en tant que traduction des tarifs. Billets spéciaux, pag. 66, fig. 143.

1939 625 . 143 & 625 . 17

Bull. du Congrès des ch. de fer, febbraio, pag. 185.

Bronson (C. B.). Moyens de prolonger la vie des rails, pag. 4, fig. 1.

1939 325 . 162 & 656 . 254

Bull. du Congrès des ch. de fer, febbraio, pag. 189.

La protection des passages à niveau par dispositif automatique à temps constant, indépendant de la vitesse des trains, pag. 7, fig. 7.

1939 656 . 235

Bull. du Congrès des ch. de fer, febbraio, pag. 196.

Compte rendu bibliographique. — Leitgedanken der Eisenbahngütertarifpolitik mit Ausblicken auf die Tarifpolitik der Reichsbahn im Sächsischen Wirtschaftsgebiete. (Idées directrices de la politique des tarifs marchandises avec des aperçus sur la politique des tarifs des Chemins de fer du Reich dans les districts économiques de Saxe), par le Dr. W. Schmidt, pag. 1.

Revue Générale des Chemins de fer.

1939 656 . 23

Revue Générale des Chemins de fer, gennaio, pag. 3.

Doudrich. La Convention de 1938 sur le transport des Colis Postaux, pag. 15.

1939 656 . 212 . 5 (44)

Revue Générale des Chemins de fer, gennaio, pag. 18.

Bouvet et Cureau. Essais et application des freins de voie électro-pneumatiques.

Equipement des gares de St-Germain-au-Mont-d'Or et de Chasse, pag. 16, fig. 8.

1939 656 . 25 (44)

Revue Générale des Chemins de fer, gennaio, pag. 34.

P. Gaillard. L'éclairage électrique des signaux mécaniques de la Région du Sud-Est, pag. 12, fig. 19.

1939 385 . 061 . 7

Revue Générale des Chemins de fer, gennaio, pag. 46.

Informations. — Réunion du Comité de Gérance et de l'Assemblée Générale de l'Union Internationale des Chemins de fer, pag. ½, fig. 1.

1939 385 . 51

Revue Générale des Chemins de fer, gennaio, pag. 47.

Informations. — La Journée du 30 novembre 1938, pag. ¼.

1939 621 . 132 . 65

Revue Générale des Chemins de fer, gennaio, pag. 47.

Informations. — Transformation en locomotives type 240 P.O. de 25 locomotives « Pacific », pag. 1, fig. 1.

1939 656 . 211 / 656 . 212 (42)

Revue Générale des Chemins de fer, gennaio, pag. 49.

Les C. F. à l'étranger. — D'après « The Railway Gazette » du 13 mai 1938.

Reconstruction des gares de Surbiton et de Richmond, sur le Southern Railway, pag. 2, fig. 7.

1939 625 . 17

Revue Générale des Chemins de fer, gennaio, pag. 51.

Les C. F. à l'étranger. — D'après « Railway Signaling » de septembre 1938.

Le réchauffage électrique des aiguilles sur le Rock Island, pag. ½, fig. 2.

1939 385 . 09

Revue Générale des Chemins de fer, gennaio, pag. 53.

Les C. F. à l'étranger. — D'après « The journal of the Institute of Transport » de mars 1938.

Contrastes entre les politiques de transport en Grande-Bretagne et dans les autres pays, pag. 1.

1939 656 . 224

Revue Générale des Chemins de fer, gennaio, pag. 54.

Les C. F. à l'étranger. — D'après « The journal of the Institute of Transport » de mars 1938.

La question du transport des voyageurs en banlieue.

1939

Revue Générale des Chemins de fer, gennaio, pag. 55.

Les C. F. à l'étranger. — L'incorporation des autoroutes allemandes à l'administration du Reich, pag. ¼.

1939 625 . 245

Revue Générale des Chemins de fer, gennaio, pag. 55.

Les C. F. à l'étranger. — D'après « Modern Transport » du 13 novembre 1937.

Véhicules routiers à l'usage des Chemins de fer, pag. ½.

1939 621 . 331 . 09

Revue Générale des Chemins de fer, gennaio, pag. 56.

Les C. F. à l'étranger. — D'après « Electric Railway Traction ».

Supplément de « The Railway Gazette » du 19 août 1938.

Electrification d'une ligne à voie d'un mètre en Espagne, pag. ½, fig. 1.

Traction nouvelle

1939 621 . 131

Traction nouvelle, gennaio-febbraio, pag. 2.

G. Chan. Possibilités nouvelles offertes par la vapeur, pag. 8, fig. 20.

1939 625 . 285 e 621 . 431 . 72

Traction nouvelle, gennaio-febbraio, pag. 10.

L. Bertrand. Mise en service d'automotrices De Dietrich 500 cv., pag. 4, fig. 8.

1939 625 . 285 e 621 . 431 . 72

Traction nouvelle, gennaio-febbraio, pag. 16.

C. Lampe. Les automotrices rapides triples et quadruples de la Reichsbaln, pag. 8, fig. 15.

1939 621 . 133 . 2

Traction nouvelle, gennaio-febbraio, pag. 30.

H LEDARD. Le chargement mécanique du combustible dans le foyer de locomotives, pag. 2, fig. 4.

Le Génie Civil.

1929 385 . 01 (.55)

Le Génie Civil, 21 gennaio, pag. 62.

J. O. LÉVINE. Le nouveau chemin de fer transiranien, pag. 2, fig. 1.

Bulletin de la Société française des électriciens.

1939 621 . 33

Bulletin de la Société Française des Electriciens, gennaio, pag. 31.

H. PARODI. Réflexions sur l'electrification à propos de certaines réalisations récentes Electrification de la ligne Paris-Le Mans, pag. 48, fig. 15.

LINGUA TEDESCA

Glasers Annalen.

1939 625 . 2

Glasers Annalen, 1° febbraio, pag. 25.

H. BUSCHMANN. Leichtmetall im neuzeitlichen nenbau in den letzten Jahren, pag. 13, fig. 24.

1939 621 . 9

Glasers Annalen, 1° marzo, pag. 49.

W. SCHWETH. Reichsbahn und Werkzeugmaschinenbau in den letzten Fahren, pag. 13, fig. 24.

Elektrotechnische Zeitschrift.

1939 621 : 32 — 23 : 625 . 23

Elektrotechnische Zeitschrift, 9 febbraio, pag. 171.

Neue Antriebe für Zugbeleuchtungsgeneratorén, pag. 1, fig. 1.

1939 621 . 365 . 3 + .5 : 669 . 71 / 72

Elektrotechnische Zeitschrift, 2 marzo, pag. 245.

J. WOLF. Elektroöfen für die Leichtmetallindustrie, pag. 5, fig. 9.

Schweizerische Bauzeitung.

1939 624 . 624

Schweizerische Bauzeitung, 4 febbraio, pag. 53.

Belastungsversuche an der gebogenen Eisenbetonbrücke über den Schwandbach, Kt. Bein, pag. 5 ½, fig. 9.

LINGUA INGLESE

Mechanical Engineering.

1939 621 . 187 . 12

Mechanical Engineering, febbraio, pag. 142.

BOILER. Water treatment, pag. 6, fig. 7.

1939 621 . 436

Mechanical Engineering, marzo, pag. 213.

A. J. BÜCHI. Personal reflections on forty years of Diesel-engine development, pag. 4, fig. 6.

Railway Age.

1939 621 . 867

Railway Age, 14 gennaio, pag. 115.

Vertical, turbine type fire pumps for grain elevators, pag. 2, fig. 2.

1939 621 . 131

Railway Age, 21 gennaio, pag. 158.

Efficient use of locomotives. How the Superintendent may get maximum value in the operation of motive power, pag. 2.

1939 625 . 2

Railway Age, 11 febbraio, pag. 256.

Small rail car is tested in light mixed branch line service, pag. 2 ½, fig. 3.

Engineering.

1939 625 . 03

Engineering, 17 febbraio, pag. 200

C. E. INGLIS. The vertical path of a wheel moving along a railway track, pag. 1, fig. 2.

1939 625 . 02

Engineering, 3 marzo, pag. 261.

D. DAVIES. The lateral oscillation of railway vehicles, pag. 2, fig. 3.

The Engineer.

1938 656 . 22

The Engineer, 23 dicembre, pag. 706.

S. H. FISHER. Acceleration of railway service, pag. 1, fig. 1.

1938 621 . 33 (.73)

The Engineer, 30 dicembre, pag. 737.

Railway electrical developments in America, pag. 1.

1939 621 . 431 . 72

The Engineer, 6, 13 e 20 gennaio; pagg. 13, 49 e 87.

Oil-engined rail traction in 1938, pag. 6 ½, fig. 39.

LINGUA POLACCA

Inzynier Kolejowy

1938 385 . 09 (.438)

Inzynier Kolejowy, giugno, pag. 224.

A. MISZKE. Le futur développement des chemins de fer polonais et le progrès mondial des moyens de transport, pag. 9.

1938 625 . 15

Inzynier Kolejowy, giugno, pag. 240.

M. JEGOROW. Le cintrage des appareils de voie droits, pag. 5 ½, fig. 11.

1938 625 . 142 . 3 (.438)

Inzynier Kolejowy, giugno, pag. 245.

S. ZAGORSKI. Traverses métalliques et leur application sur les chemins de fer de l'Etat Polonais, pag. 6 ½, fig. 12.

1938 625 . 143 . 4

Inzynier Kolejowy, luglio, pag. 273.

S. ZELENT. La température, ses fluctuations et son influence sur le rail de 15 m. de longueur dans la voie, pag. 13, fig. 19.

1938 625 . 143

Inzynier Kolejowy, agosto, pag. 335.

A. BALLENSTEDT. Expérience des Chemins de fer de l'Etat Polonais dans la soudure des rails par le procédé dit combiné, pag. 5, fig. 10.

1938 621 . 33 + 625 . 28

Inzynier Kolejowy, settembre, pag. 370.

A. LANGROD. Caractéristique de la traction électrique et de celle à vapeur, pag. 11, fig. 6.

ANNO XXVIII - VOL. LV - N. 5. RIVISTA MENSILE Roma, 15 maggio 1939 (Anno XVII)
Abbonamento annuo: Pel Regno L. 72; per l'Estero (U. P.) L. 120. Un fascicolo separato rispettivamente L. 7,50 e L. 12,50
Si distribuisce gratuitamente a tutti i soci del Collegio Nazionale degli Ingegneri Ferroviari Italiani
Quota annuale di associazione L. 36
Abbonamento annuo di favore a L. 36 per gli impiegati non ingegneri, appartenenti alle Ferrovie dello Stato all'Ufficio Speciale delle Ferrovie ed a Società ferroviarie private.

RIVISTA TECNICA
DELLE
FERROVIE ITALIANE

PUBBLICATA A CURA DEL
Collegio Nazionale degli Ingegneri Ferroviari Italiani
COL CONCORSO DELL'AMMINISTRAZIONE DELLE
FERROVIE DELLO STATO

REDAZIONE ED AMMINISTRAZIONE
PRESSO IL "COLLEGIO NAZIONALE DEGLI INGEGNERI FERROVIARI ITALIANI"
ROMA - Via delle Terme di Diocleziano, 90 - Telefono 44-303

SOMMARIO

Anno XXVIII - Vol. LV **15 Maggio 1939 - Anno XVII - N. 5**

RIVISTA TECNICA
DELLE
FERROVIE ITALIANE

Gli articoli che pervengono ufficialmente alla "Rivista" da parte delle Amministrazioni ferroviarie aderenti ne portano l'esplicita indicazione insieme col nome del funzionario incaricato della redazione dell'articolo.

Le automotrici elettriche (elettromotrici) tipo ALe delle Ferrovie dello Stato

Ing A. D'ARBELA, per incarico del Servizio Materiale e Trazione delle F. S.

(*Vedi Tavv. X e XI fuori testo*)

Riassunto. — Vengono brevemente descritte le nuove elettromotrici gr.° ALe delle F. S.

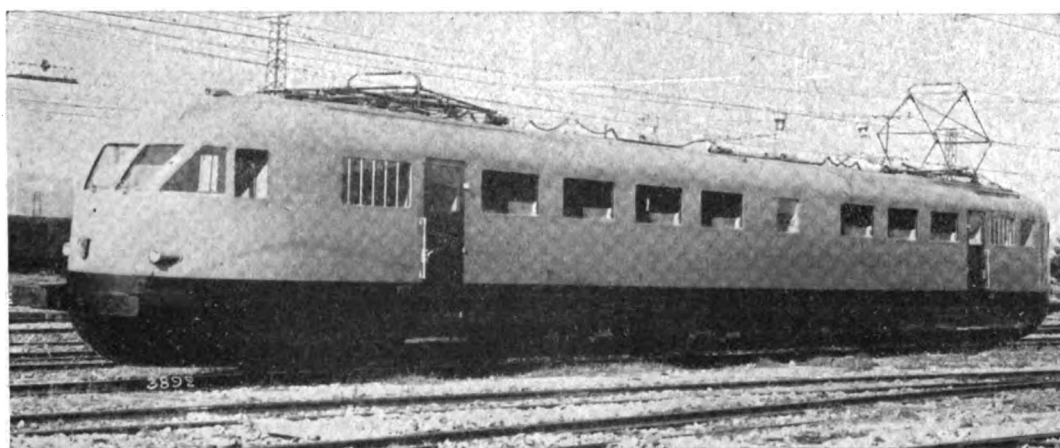
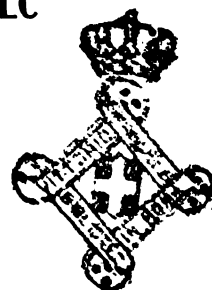



Fig. 1. — Elettromotrice (prima serie).

Le automotrici elettriche del tipo ALe delle F. S., chiamate per brevità elettro motrici (figg. 1 e 2), hanno le seguenti caratteristiche generali:

Lunghezza tra i respingenti . .	1ª serie (Breda)	. . m.	27,860
	2ª serie	. . »	26,800
	3ª serie	. . »	27,667
Peso totale in servizio senza viaggiatori e bagagli . . .		Kg.	37000
» » con viaggiatori e bagagli		»	45000
» per asse a vuoto		»	12.250
Percentuale di frenatura a vuoto	freno ad aria	. . »	120
	freno a mano	. . »	50

Velocità massima su linea pianeggiante in relazione alla sollecitazione delle parti rotanti, con rapporto di trasmissione 18/43 . . . . Km/h 130

Posti a sedere	ALe 40 . . .	17 di I classe	
		23 di II »	
	ALe 79 . . .	23 di II »	
		56 di III »	
	ALe 88 . . .	88 di III »	

Velocità corrispondente alla corrente oraria dei motori con rapporto 18/43 degli ingranaggi . . . . . . Km/h 74

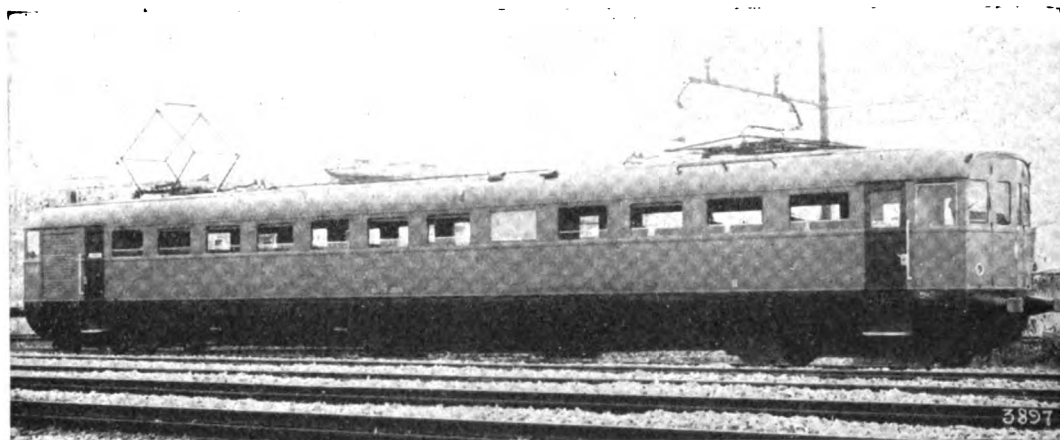



FIG. 2. — Elettromotrice (seconda serie).

Questi veicoli progettati dall'Ufficio Studi Locomotive del Servizio Trazione delle F. S., e costruiti dalle Ditte Breda (1ª e 3ª serie), Ansaldo, Fiat-Marelli, O.M.-C.G.E., Savigliano (2ª e 3ª serie) effettuano in servizio treni celeri con numerose fermate.

DESCRIZIONE DELLA PARTE MECCANICA.

Cassa. — La cassa, interamente costruita con profilati e lamiere di acciaio, appoggia su due carrelli, ciascuno a due sale motrici. Nella Tav. X è data una sezione schematica della cassa. Le figg. 3 e 4 mostrano la disposizione degli ambienti per le elettromotrici ALe 79 e la fig. 5 la disposizione dell'apparecchiatura elettrica.

Questa trova posto lateralmente sotto il pavimento della vettura in scompartimenti bene accessibili attraverso a numerosi ed ampi sportelli (fig. 6).

Per le elettromotrici ALe 40 ALe 2001 — 2 ALe 79 2001 — 12 e ALe 88 2201 — 10 costituenti la prima serie (costruzione Breda) essendosi preveduto come normale il servizio con veicolo isolato ed eccezionale quello con unità accoppiate o multiple si è potuto, rinunciando alla possibilità di passare in corsa da una ad un'altra vettura, prevedere un profilo delle testate assai favorevole dal punto di vista della resistenza aerodinamica al moto. Ciò non è stato possibile per le elettromotrici per le

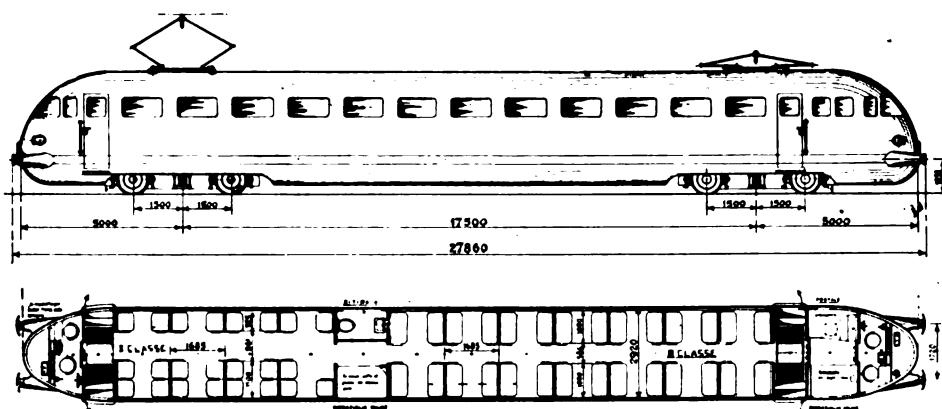



Fig. 3. — Elettromotrice (prima serie).

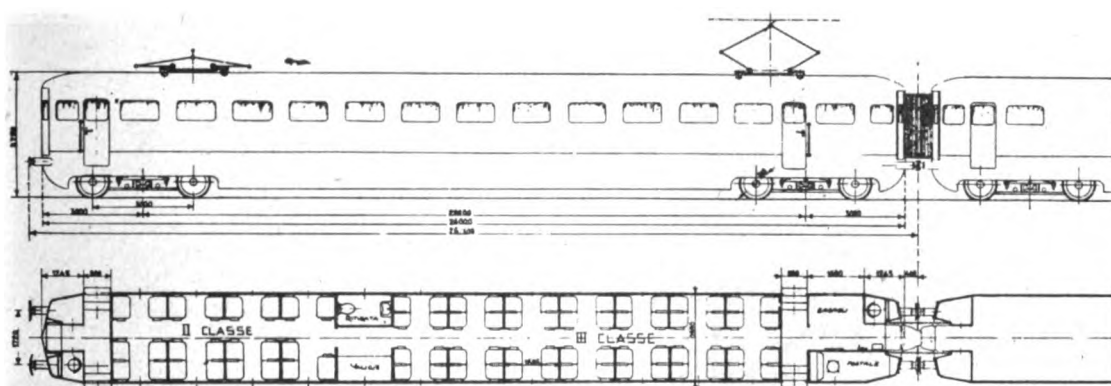



Fig. 4. — Elettromotrice (seconda serie).

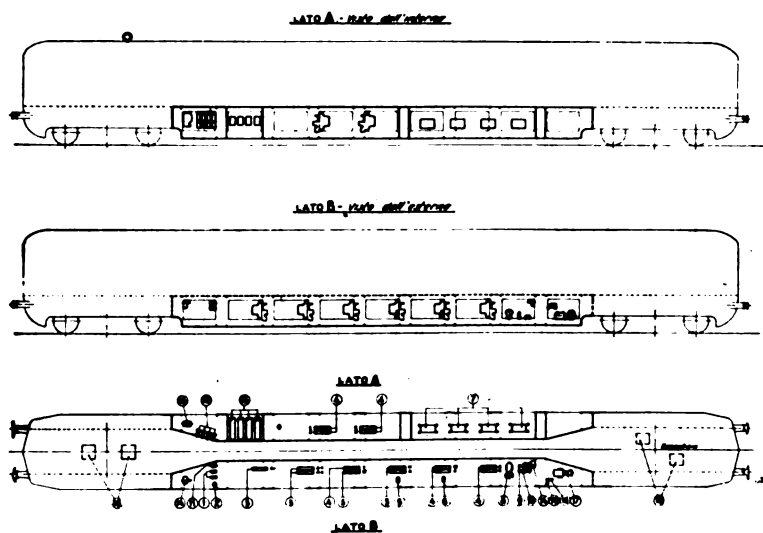



Fig. 5. — Disposizione dell'apparecchiatura elettrica.

quali è stata prevista la possibilità di intercomunicazione e che sono munite di mantici alle estremità. E' tuttavia prevista una serie munita di mantice di intercomuni-

FIG. 6. — Elettromotrice con sportelli di visita dell'apparecchiatura elettrica aperti.

FIG. 7. — Elettromotrice (terza serie).

cazione da un solo lato. Sarà così quasi sempre possibile comporre treni in due o tre elettromotrici, aventi ambedue le testate di forma « aerodinamica » (fig. 7).

Se ciò è molto desiderabile dal punto di vista estetico, non bisogna tuttavia sopravalutarne l'importanza dal punto di vista del risparmio di potenza da istallare. Questa è infatti legata molto più alla necessità di trazione sulle linee acclivi, predominanti sulla nostra Rete, che alla resistenza dell'aria.

La presenza dei mantici di intercomunicazione riduce alquanto lo spazio dispo-

nibile per le cabine di manovra; tale spazio è stato perciò utilizzato con cura minuziosa. (V. fig. 8).

Carrelli (figg. 9 e 10). — I carrelli hanno ciascuno due motori, collegati rigidamente al telaio, da una lato a traverse mediane verticali, dagli altri alle fiancate. Queste hanno un scartamento minore di quello interno della sala. Le boccole, munite di cuscinetti a rulli sono dunque interne alle ruote, il che ha portato alla necessità di un calettamento conico smontabile, con fissaggio a mezzo di dado della ruota sulla

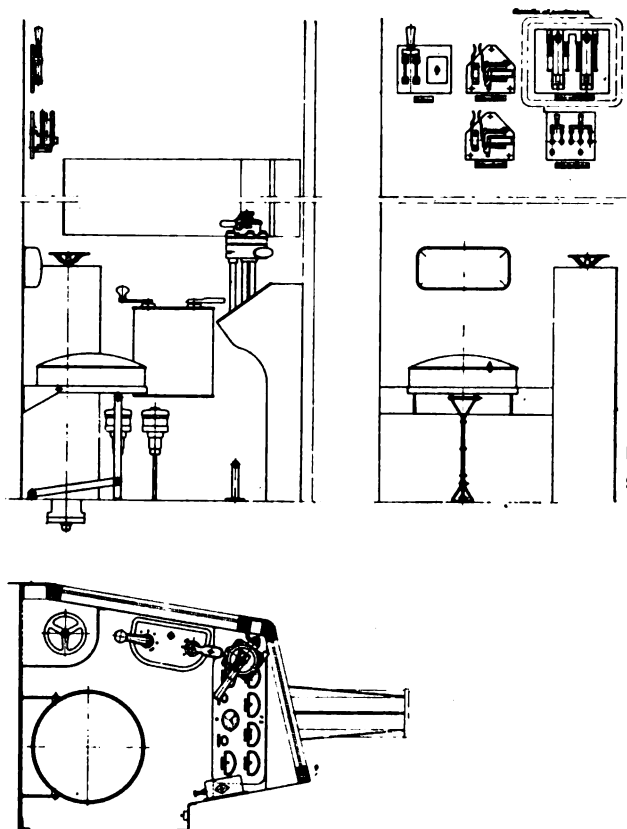



FIG. 8. — Cabina di manovra.

sala (fig. 11). La trasmissione del movimento dal motore alla sala avviene attraverso a due coppie di ingranaggi, albero cavo e trasmissione elastica con molle piane radiali poste sulla sala.

La trasmissione con doppia coppia di ingranaggi è resa necessaria dal fatto che le dimensioni dell'albero cavo e dei relativi cuscinetti di appoggio a rulli rendono impossibile di avvicinare oltre un certo limite il motore alla sala. Anche dando all'ingranaggio calettato sull'albero cavo il diametro massimo compatibile con la sagoma limite, non è infatti possibile ottenere con un pignone calettato sull'albero del motore, il rapporto di trasmissione richiesto.

L'adozione di un ingranaggio intermedio, sebbene porti una certa complicazione, è d'altra parte vantaggioso perchè facilita grandemente il passaggio da uno ad un altro rapporto di trasmissione, entro limiti abbastanza estesi. (V. fig. 12).

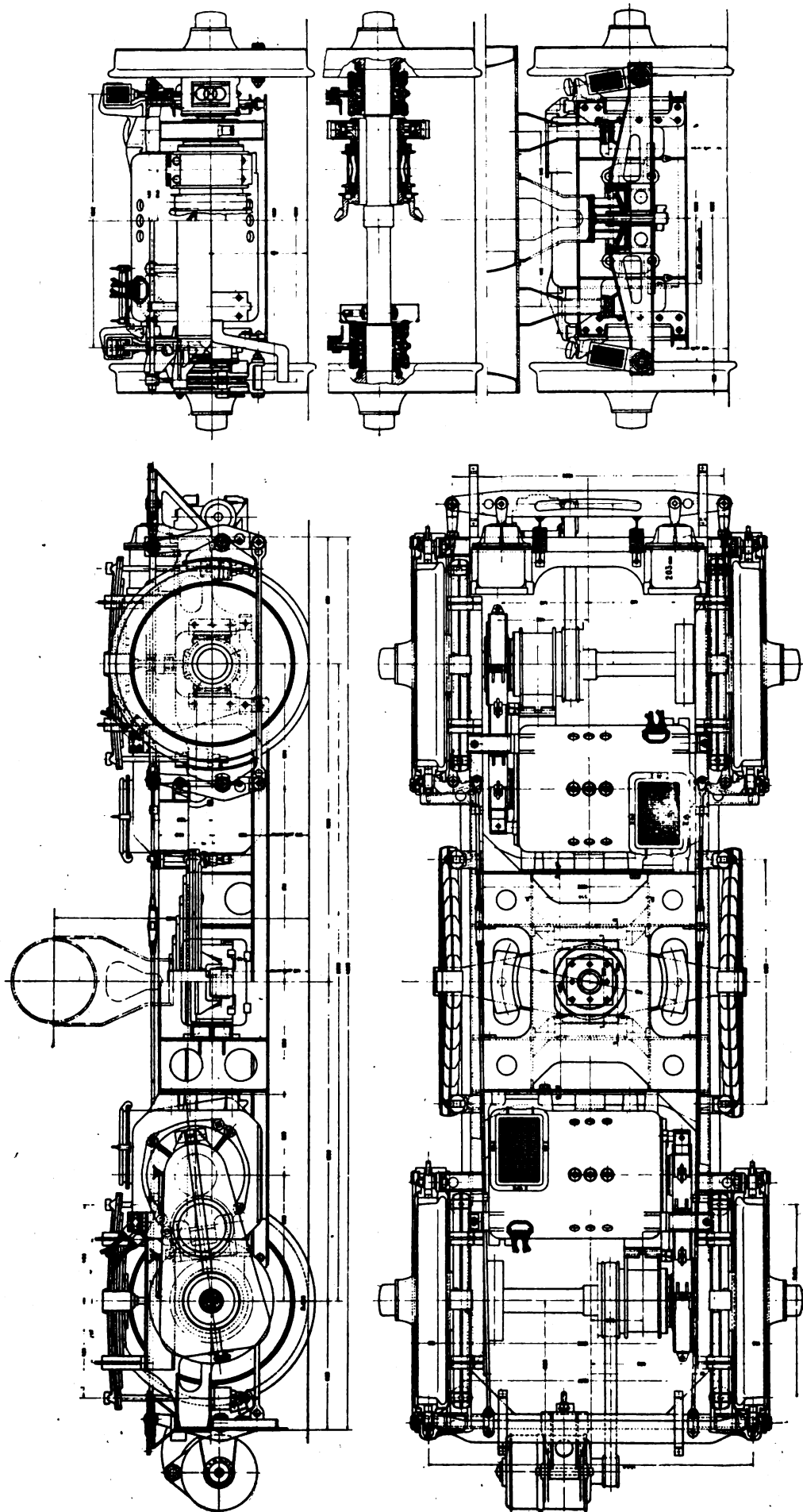



Fig. 9. — Carrello della seconda e terza serie.

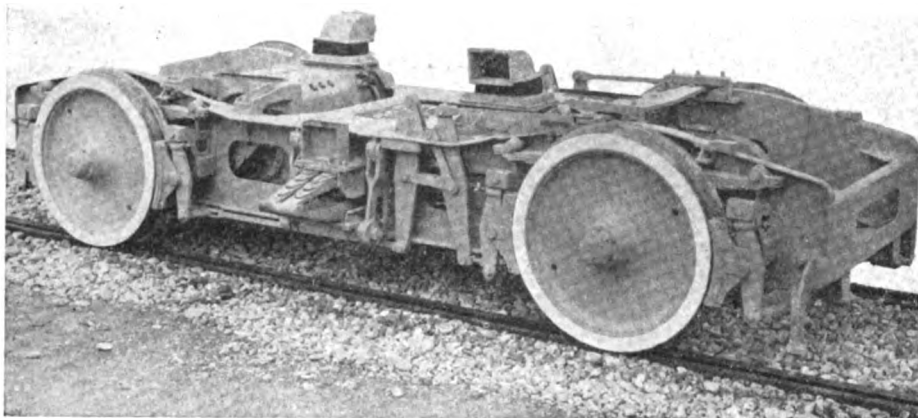



Fig. 10. — Carrello della prima serie.

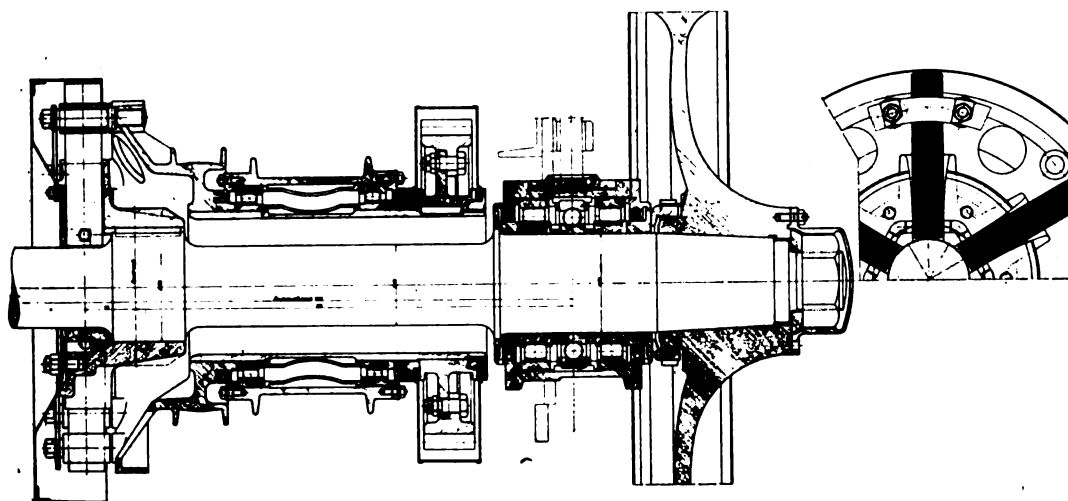



Fig. 11. — Sala montata.

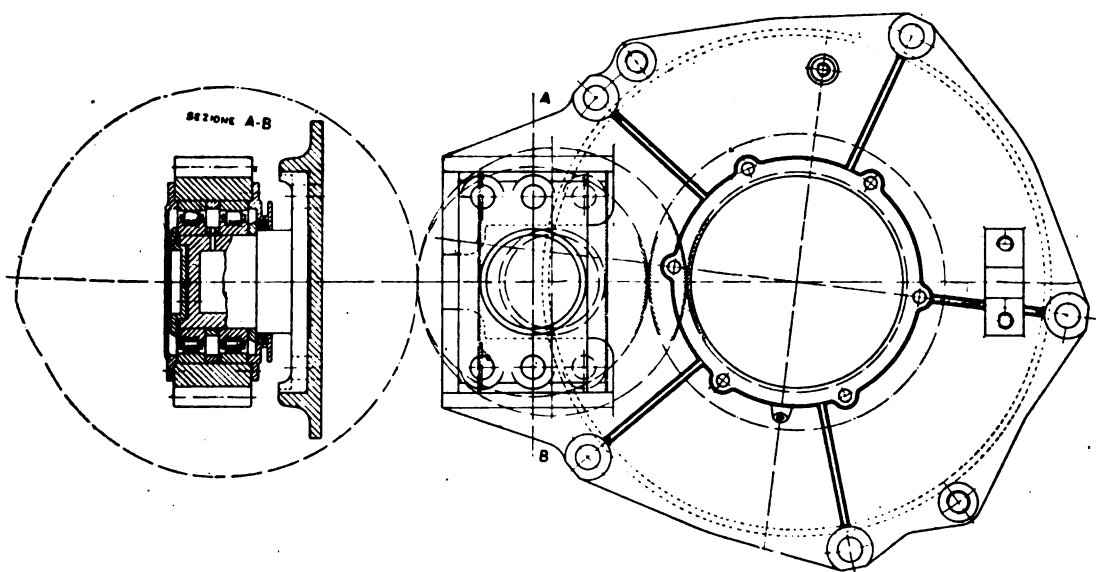



Fig. 12. — Sostegno ingranaggio intermedio.

Le fiancate dei carrelli, sono, sulle elettromotrici della prima serie, di lamiera (fig. 10), così come le traverse, sono invece composti con profilati nelle elettromotrici delle serie successive (fig. 9).

Le travi oscillanti della prima serie, sono appoggiate su molle a pinza poste trasversalmente al carrello; sospese a molle a balestra assicurate longitudinalmente lungo le fiancate, a mezzo di tiranti di sospensione nelle serie successive.

Per tutti e due i tipi di carrello il cedimento complessivo statico per unità di peso di carrozza è di circa 4 mm. per tonnellata.

La costante di elasticità della sospensione è stata scelta in tale cifra piuttosto

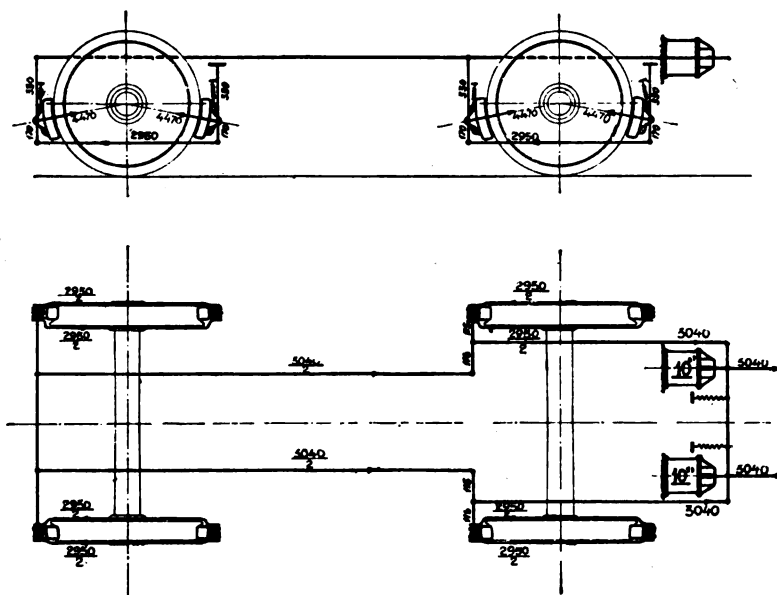



FIG. 13. — Schema del freno.

bassa, per due principali motivi: 1° per evitare eccessivi sbandamenti laterali nelle curve, che potessero disturbare il regolare funzionamento degli organi di presa della corrente; (per questo stesso scopo l'inclinazione dei tiranti di sospensione della molla di appoggio delle travi oscillanti è stata predisposta tale che il centro di istantanea rotazione del sistema, si trovi, almeno per piccole oscillazioni, in una zona assai prossima al filo di contatto di altezza normale; 2° per evitare che con i forti sovraccarichi prevedibili nel servizio a cui sono destinate le elettromotrici, si abbiano eccessive eccentricità tra l'albero cavo e la sala, il che importerebbe una sollecitazione aggiuntiva della trasmissione elastica del movimento, che è desiderabile evitare.

L'appoggio della cassa sulla traversa oscillante è fatto con una ralla centrale immersa in olio. Due appoggi laterali di riserva impediscono che la cassa prenda una inclinazione laterale eccessiva rispetto alla traversa oscillante. Opportuni spessori di gomma posti sotto la ralla servono ad ostacolare la trasmissione del rumore e di vibrazioni dai carrelli alle casse.

Nella fig. 13 è riprodotto lo schema della timoneria del freno che è azionato da

due cilindri; per l'azionamento a mano è predisposta una trasmissione a mezzo di chiocciole e funi metalliche.

La fig. 14 mostra lo schema generale delle condutture pneumatiche.

La percentuale di frenatura è del 120 % con il freno ad aria e del 50 % col freno a mano rispetto alla elettromotrice senza carico.

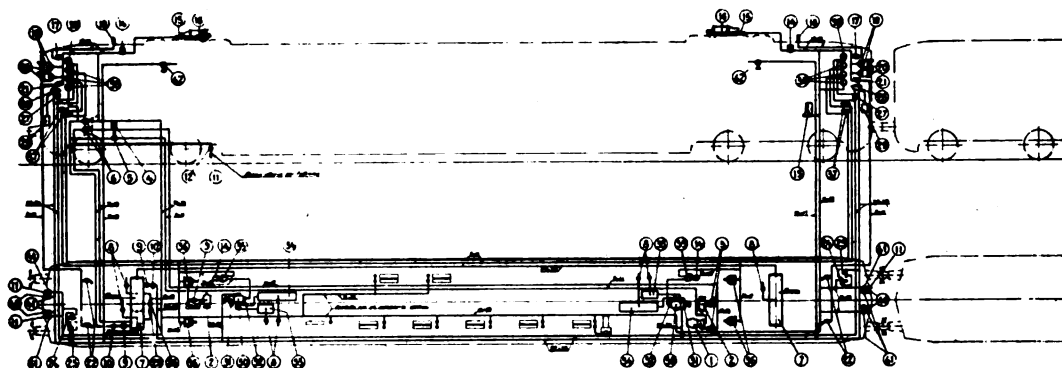



FIG. 14. — Schema delle condutture.

Le boccole (fig. 11) R.I.V. sono a due file di rulli cilindrici sopportanti i carichi verticali e a una fila di sfere per i carichi assiali.

Le sale sono di acciaio al carbonio A 3 con le seguenti caratteristiche:

Carico di rottura R = 50 ÷ 60 Kg/mm². Allungamento A_{10} non < 18 %. Resilienza 8 Kgm/cm².

Il diametro delle ruote è di 910 mm.

DESCRIZIONE DELLA PARTE ELETTRICA.

Presa di corrente. — Nelle figg. 15 e 16 è rappresentato l'apparecchio di presa di corrente. Il telaio del pantografo è costruito con tubi di acciaio di sezione ellittica, in modo da presentare la minima resistenza all'aria. Gli snodi di acciaio stampato sono articolati con cuscinetti a sfere. Il telaio che posa sugli isolatori è di lamiera stampata e saldata.

I telai superiori sono controventati da un tubo diagonale, quelli inferiori sono collegati con tiranti a monovella.

Il sollevamento è ottenuto a mezzo di un cilindro e stantuffo ad aria che tende due molle agenti sulla manovella di uno dei due telai mentre una molla a tensione regolabile agisce sulla manovella dell'altro telaio.

L'archetto è articolato al vertice superiore del pantografo ed è richiamato nella posizione verticale da molle a spirale a tensione regolabile.

Lo strisciante è di forma triangolare: i pezzi di estremità sono di alluminio; quello centrale è composto di una serie di blocchetti di carbone duro.

Il peso del pantografo, compresa la base e gli isolatori è di soli 135 Kg.

Contattori. — Il tipo di contattore è comune a quello impiegato sui locomotori e già descritti in precedenti note su questa Rivista (fig. 17).

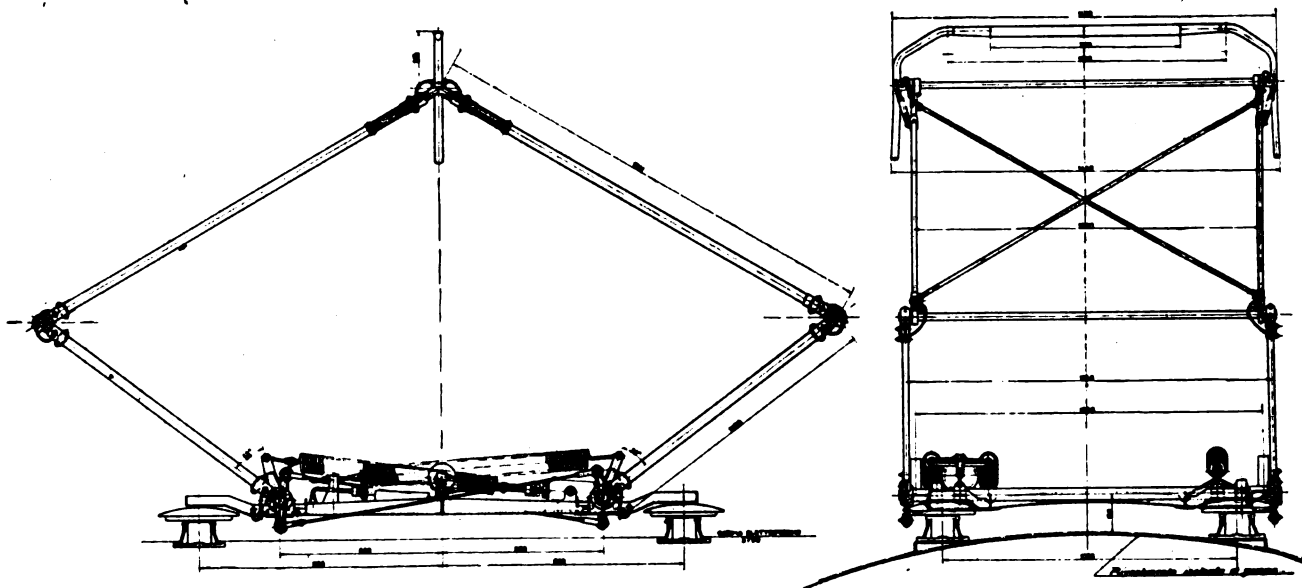



Fig. 15. — Archetto di presa corrente (Sezione long. e trasv.).

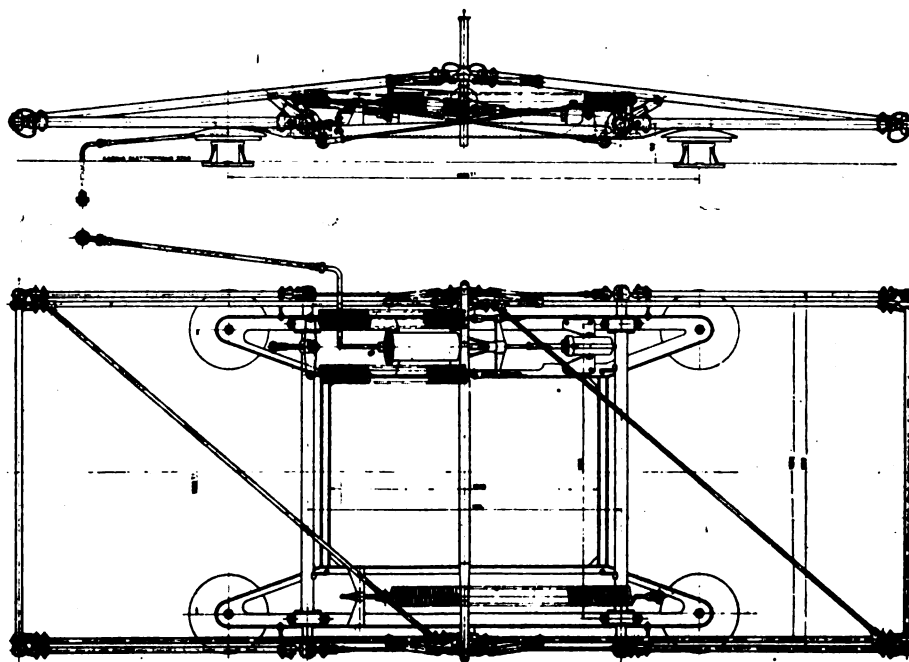



Fig. 16. — Archetto di presa corrente (pianta).

I contattori sono sistemati in senso longitudinale nei compartimenti ricavati lateralmente nella cassa ad una distanza tra loro e dalla massa, tali da garantire contro l'adescamento di archi (fig. 18).

La parte superiore dell'ambiente è protetta da eternit. La elettravalvola dei contattori è rappresentata nella fig. 19.

I contattori elettromagnetici (riscaldamento e motogeneratore) (figg. 20 e 21) per i circuiti ausiliari a 3000 Volt sono pure di tipo identico a quello impiegato nei locomotori.

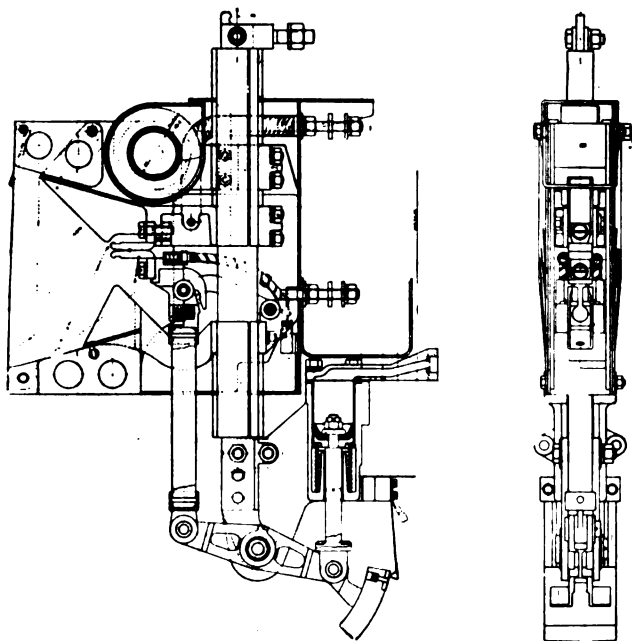



FIG. 17. — Contattore elettropneumatico.

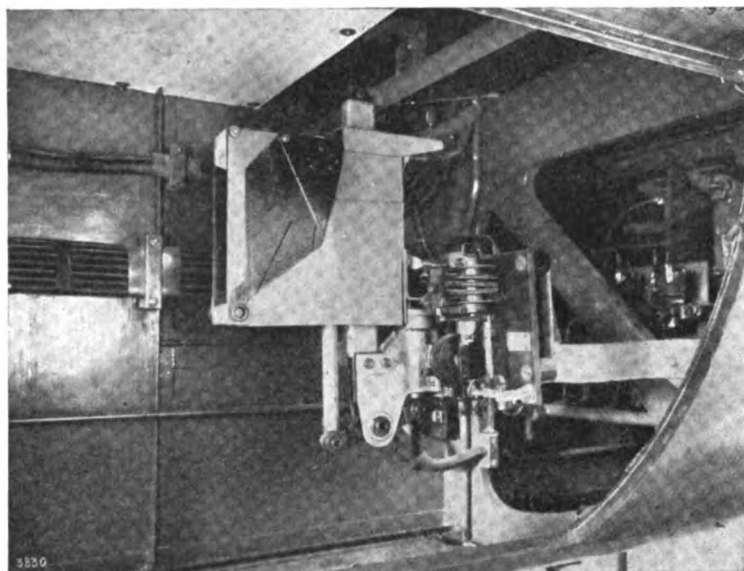



FIG. 18. — Contattore elettropneumatico in opera.

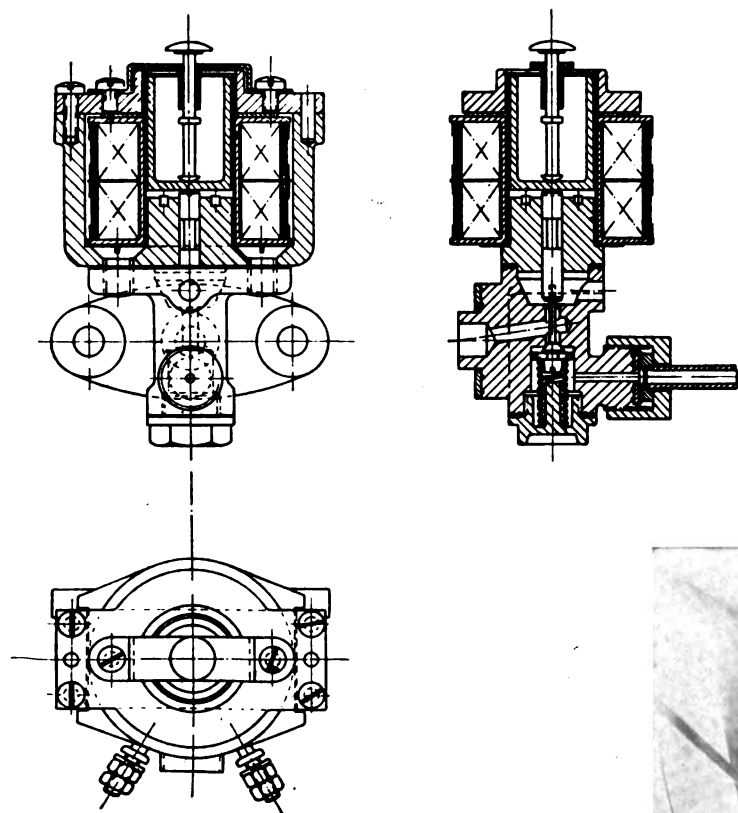



FIG. 19. — Elettrovalvola.

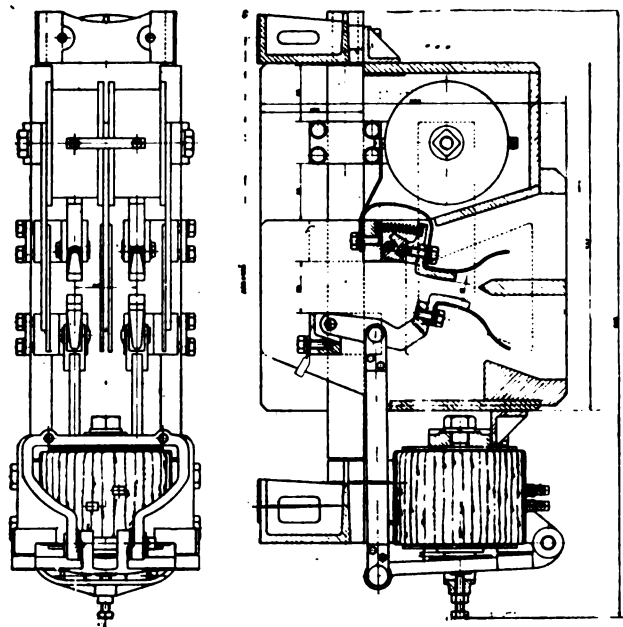



FIG. 20. — Contattore elettromagnetico.

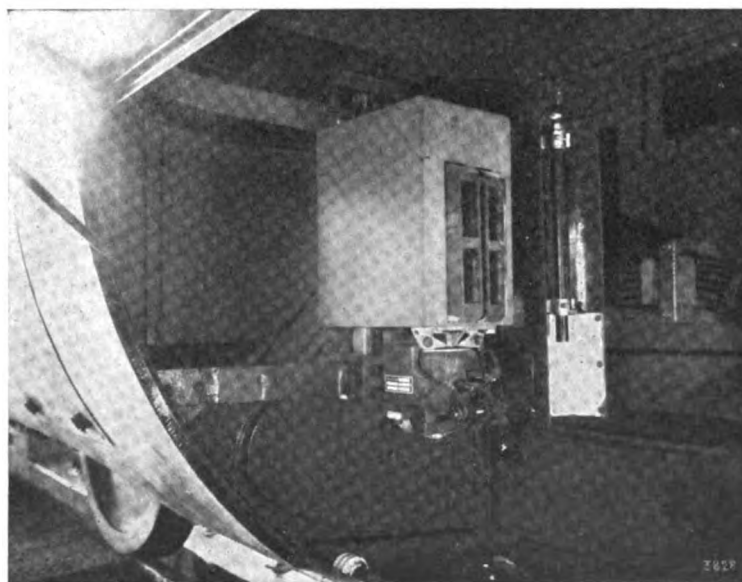



FIG. 21. — Contattore elettromagnetico in opera.

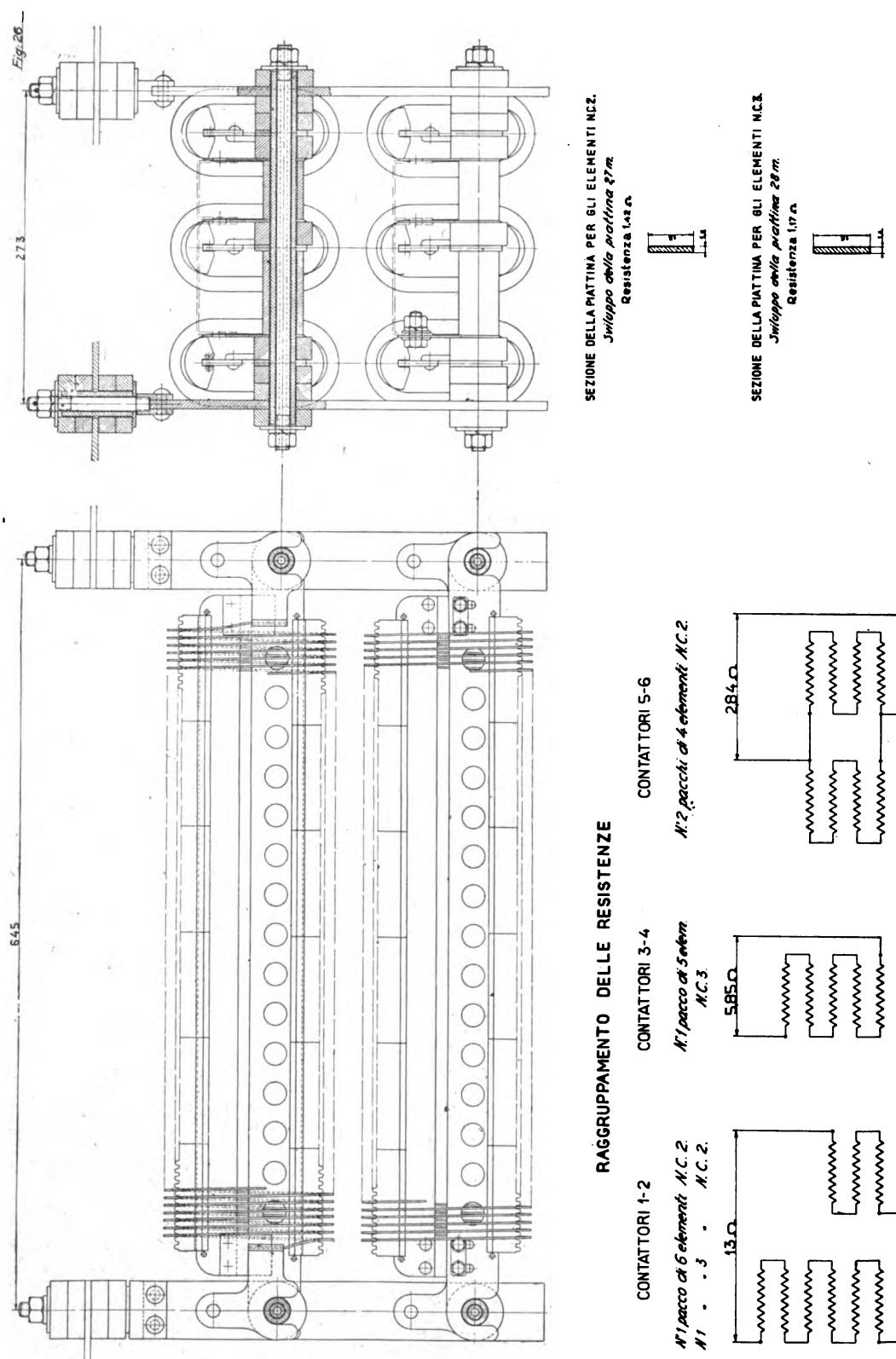



Fig. 22. — Resistenze d'avviamento.

Resistenze di avviamento. — Sono di piattina di nichel-cromo avvolta di costa e sostenuta da isolatori di steatite (fig. 22). Nell'ambiente in cui sono sistemate le resistenze la circolazione dell'aria è assicurata a mezzo di bocche di presa e di evacuazione di tipo Sanguinetti.

Motori di trazione (fig. 23). — I motori di trazione sono, come si è già detto, rigidamente collegati al telaio dei carrelli. Essi trasmettono il moto alla sala a mezzo di un ingranaggio intermedio, imperniato su due cuscinetti a rulli, allo scudo della carcassa, e di un albero cavo munito di ingranaggio e di una trasmissione elastica a molle piane.

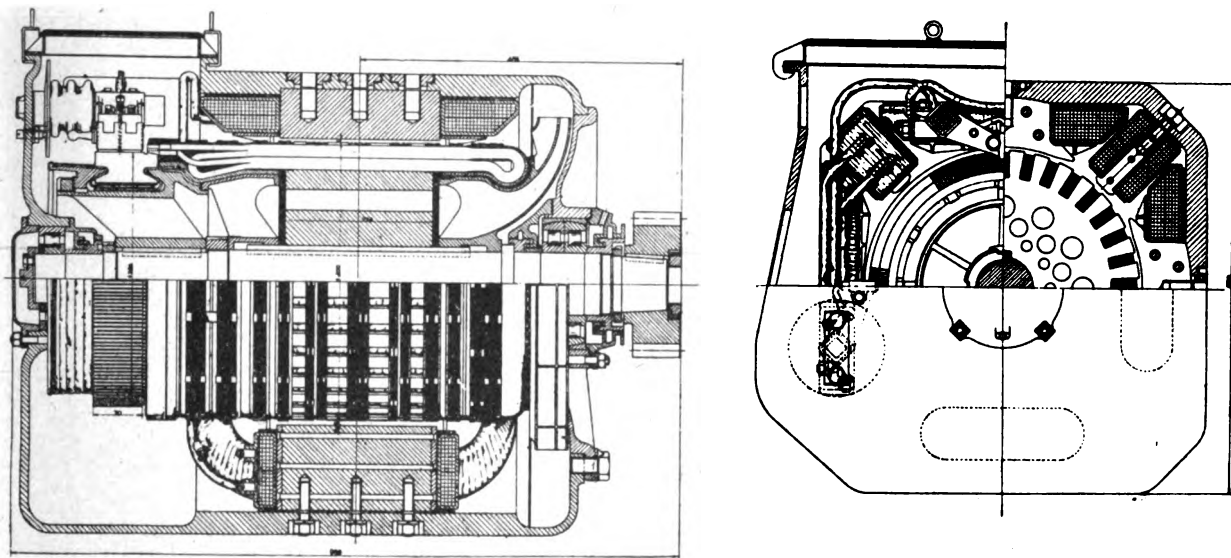



Fig. 23. — Insieme del motore di trazione.

La piastra di attacco del perno dell'ingranaggio intermedio può essere spostata eventualmente lungo una guida praticata nello scudo, ed essere fissata a varie distanze dall'asse del motore.

L'eventuale cambiamento del rapporto di trasmissione si ottiene quindi cambiando il pignone e l'ingranaggio intermedio, restando invariato quello dell'albero cavo. I rapporti di ingranaggi adottabili sono i seguenti:

18 : 43; 16 : 43; 15 : 43; 14 : 43.

I dati dei motori di trazione sono i seguenti:

Potenza oraria di ciascuno dei quattro motori (68,5 amp. $\frac{3000}{2}$ Volt) . .	KW	92
Numero dei giri corrispondenti alla potenza oraria	1/1'	1020
Potenza continuativa a $\frac{3000}{2}$ Volt 55 a.	KW	74
Numero dei giri corrispondente alla potenza continuativa	1/1'	1140
Numero delle cave di armatura		33
Conduttori per cava		28
Sezione della piattina	mm²	6,2
Densità di corrente nei conduttori di indotto alla potenza oraria . .	amp/mm²	5,5

Le curve caratteristiche dei motori sono rappresentate nella fig. 24.

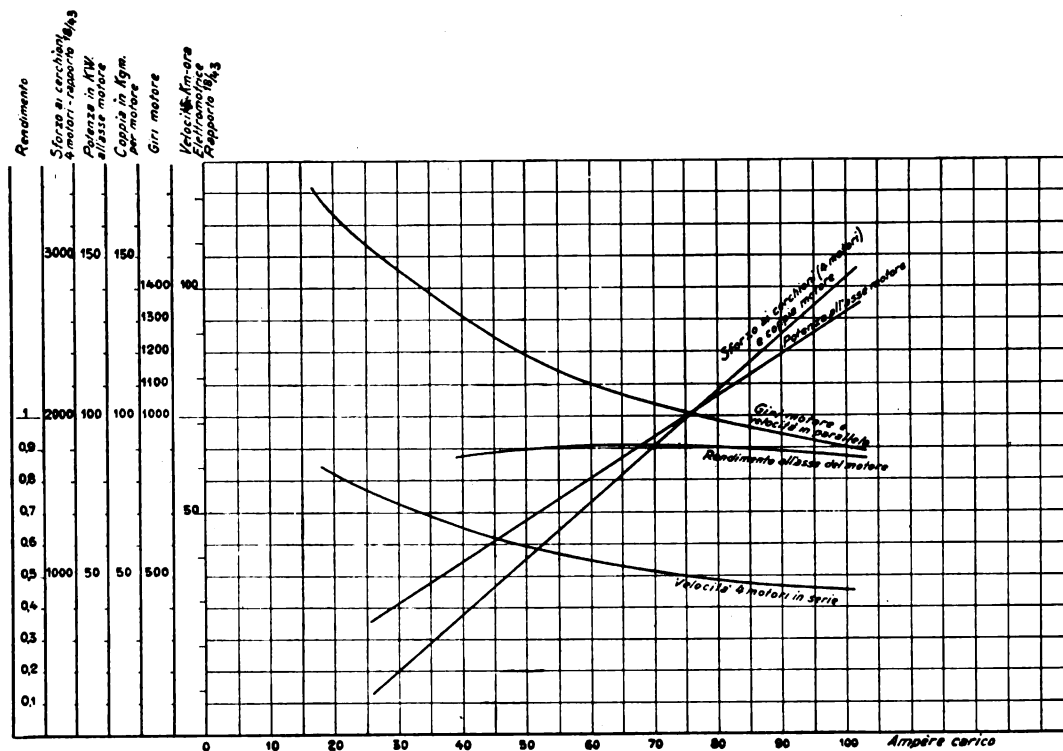



FIG. 24. — Curve caratteristiche.

SCHEMA DI TRAZIONE E DI COMANDO.

Nella Tav. XI sono indicati gli schemi di trazione rispettivamente nelle combinazioni di serie e di parallelo dei quattro motori di trazione, e nella tabella annessa è indicato l'ordine di chiusura dei vari contattori in corrispondenza delle varie posizioni assunte dal regolatore di avviamento.

I contattori di linea A_1 A_2 sono bloccati rispetto al contattore 9 in modo che quest'ultimo si apre o chiude immediatamente prima di A_1 A_2.

Questi ultimi si aprono quindi normalmente senza corrente, perchè il contattore 9 apre in precedenza il circuito a valle delle resistenze.

Solo in caso di corto circuito sul reostato di avviamento i contattori A_1 A_2 interrompono la corrente. Il contattore 9 a sua volta chiudendosi prima di A_1 A_2 funziona a circuito aperto.

In questo modo, pure essendo come nei locomotori l'apertura del circuito ottenuta a mezzo di tre contattori A_1 A_2 e 9, quest'ultimo funziona a tensione ridotta per effetto delle resistenze che gli stanno a monte, mentre A_1 A_2 si aprono dopo aperto il 9, e quindi senza corrente.

La transizione tra le combinazioni di serie e di parello sono effettuate a mezzo dei tre contattori elettropneumatici 8, 10 e 11 secondo la successione mostrata dalla fig. 25.

Durante la transizione, in un primo tempo si aprono tutti i contattori delle resistenze stesse. Essendo chiuso fino dall'ultima posizione di serie il contattore A_3,

resta inserito un ponte di resistenze del valore complessivo di 31 ohm. In un secondo tempo si chiude il contattore 10 che mette in corto circuito i motori 2 e 4. Il corto circuito è, subito dopo, aperto dal contattore 8, e finalmente il contattore 11 dà tensione ai motori 2 e 4.

FIG. 25. — Schema della trasmissione.

I contattori 8 e 11 sono bloccati a mezzo di contatti ausiliari in modo da non potere essere chiusi contemporaneamente, il che porterebbe a terra la linea a monte dei motori.

All'atto in cui il contattore 11 dà tensione al ponte dei motori 2 e per A_3 chiuso ed essendo 7 aperto la resistenza a monte di ciascun ramo motori è di 31 ohm come in precedenza. Nelle successive posizioni 8, 9, 10 del regolatore di avviamento, queste resistenze vengono gradualmente escluse.

Quattro contattori, contrassegnati sullo schema coi numeri 13, 14, 15, 16 permettono l'esclusione di parte delle spire di eccitazione degli induttori dei motori.

Tali posizioni vengono ottenute mediante un pulsante attraverso al quale passa l'alimentazione dei contattori 15 e 16.

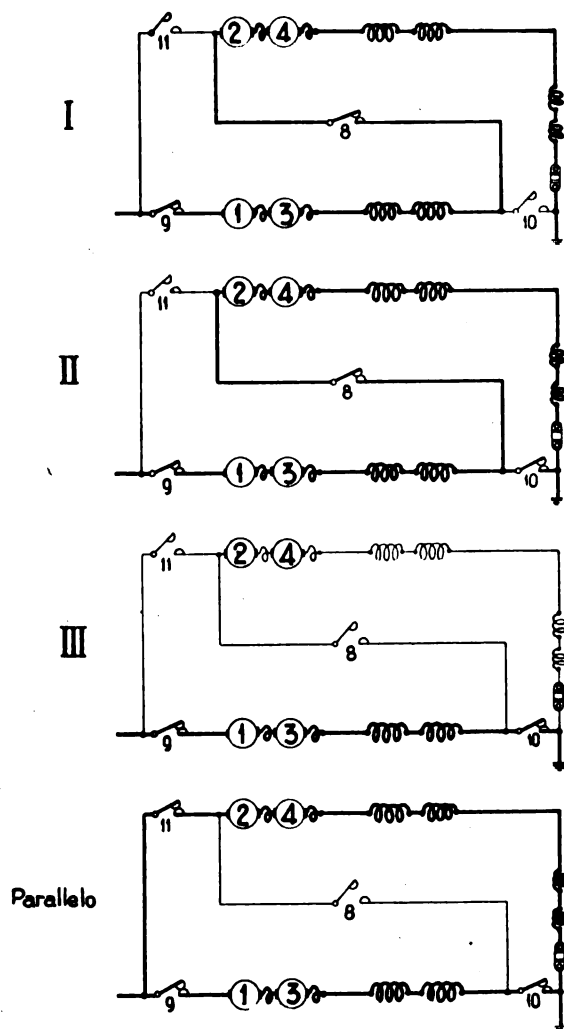
Questa si può avere soltanto nelle posizioni 6ª e 10ª e cioè in serie, o parallelo a campo pieno, con tutte le resistenze escluse, a causa del contatto ausiliario esistente sul contattore 6. La chiusura del contattore 11 provoca in tale posizione l'apertura dei contattori 13 e 14 con che vengono completamente escluse parte delle spire di eccitazione. Il secondo contatto ausiliario sul contattore 16 aperto serve ad evitare l'apertura intempestiva dei contattori 13 e 14 in 6ª e 10ª posizione quando non si faccia uso dell'indebolimento del campo. Il contatto ausiliario sul contattore 14 aperto serve ad assicurare l'alimentazione dei contattori 15 e 16 quando, a posizione di campo indebolito, viene abbandonato il pulsante.

In caso di sovraccarico e quindi di funzionamento di uno dei due relé di massima, si apre il relé ausiliario e in conseguenza i contattori si aprono nell'ordine seguente:

Contattori delle resistenze 1, 3, 4, 5, 6, 12.

Essendo ancora chiuso il contattore A_3, resta inserito in parte il solo ramo inferiore del reostato (12,6 ohm).

L'apertura del contattore 1 determina quella del 2 e quindi quella di 9 e 11.

Si aprono allora contemporaneamente 7, 8, 10, 13, 14, 15, 16, e A_1 A_2 A_3.

Nella fig. 26 e 27 sono rappresentate le varie fasi dell'apertura del circuito in caso di scatto di un relé di sovraccarico.

Il circuito di comando è previsto per funzionare oltre che con accelerazione regolata automaticamente anche con accoppiamento multiplo.

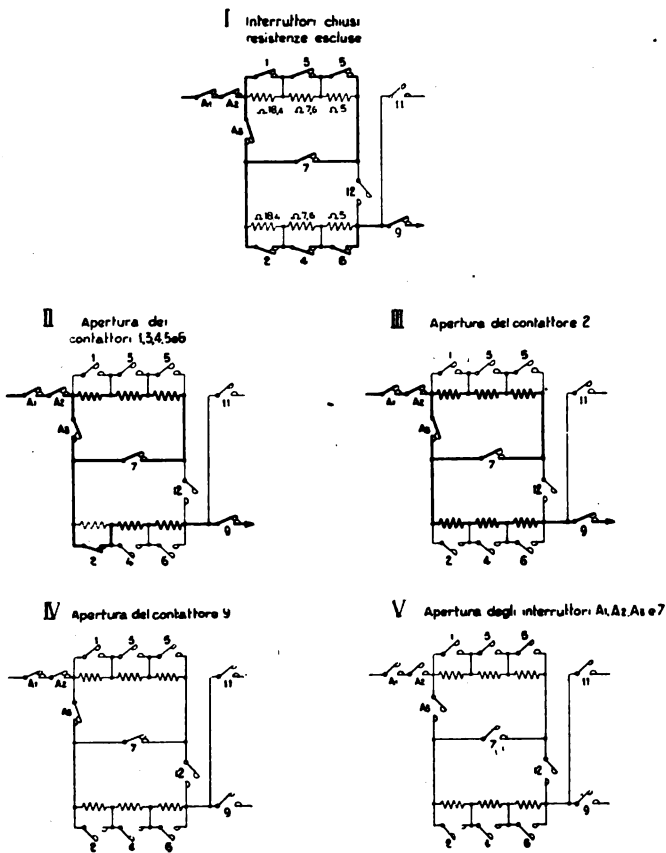



Fig. 26.
Schema delle aperture degli interruttori in caso di scatto.
(Combinazione serie).

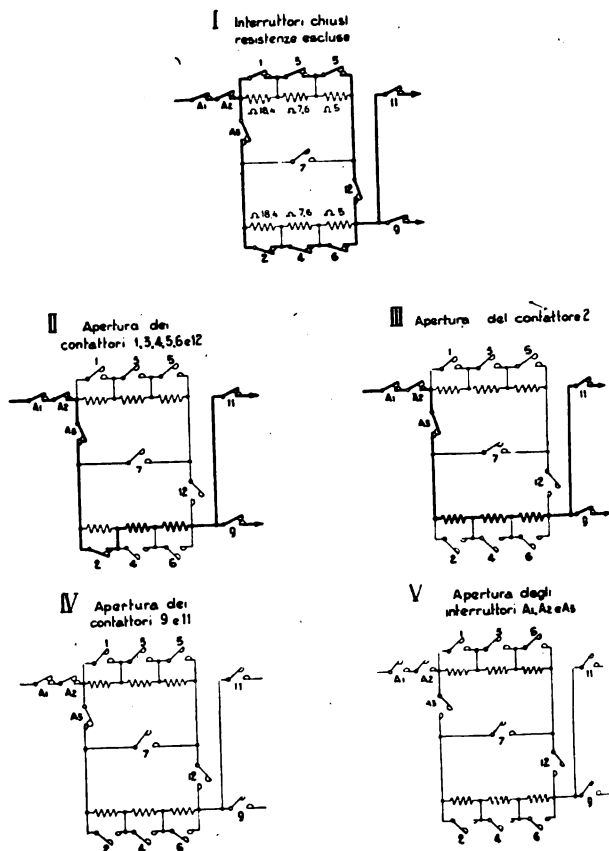



Fig. 27.
Schema delle aperture degli interruttori in caso di scatto.
(Combinazione parallelo).

Ad una cassetta di pulsanti (fig. 28) fa capo il polo positivo della batteria. Premendo il primo bottone si da tensione oltre che al relé ausiliario sia al banco di manovra sia ai contatti degli altri bottoni con i quali si comandano il riassetto dei relé di scatto, le elettrovalvole per il sollevamento dei pantografi, le elettrovalvole delle serrature di sicurezza delle porte, l'avviamento accelerato, il compressore e il contattore del riscaldamento elettrico.

La manovella del banco di manovra (fig. 29) può assumere cinque posizioni:

una neutra, indicata con *O* nello schema, corrispondente alla completa disinserzione del circuito di trazione, o alla manovra da altro banco;

una indicata con *M M* che permette di manovrare a mano il regolatore di avviamento come sarà detto più avanti;

una indicata con *M* nella quale i motori sono collegati in serie con tutte le resistenze inserite, disposizione che permette di eseguire movimenti a velocità ridotta;

le altre indicate *S* ed *S P* che realizzano le velocità normali di marcia con le disposizioni in serie ed in serie parallelo, rispettivamente, dei motori.

Fig. 29. — Banco di manovra.

Fig. 28. — Cassetta dei pulsanti.

Ponendo il tamburo del banco di manovra nello posizione corrispondente ad *M*, viene data tensione alla terza spazzola del banco stesso, collegata da un lato alla 15ª spazzola del regolatore di avviamento dall'altro alla spazzola di mezzo del tamburo di inversione. A seconda della posizione della maniglia di inversione viene alimentata l'una o l'altra delle elettrovalvole dell'invertitore di marcia. Appena questo ha assunto la posizione corrispondente, attraverso ad appositi contatti ausiliari viene data tensione al contattore 9 e, dopo che questo si è chiuso, ai contattori 7, 8, 13, 14, A_1, A_2.

Il circuito di trazione resta così chiuso coi motori in serie e tutto il reostato inserito.

Portando il banco di manovra nella posizione *S* viene data tensione anche alla 8ª spazzola del regolatore di avviamento ed alimentate le elettrovalvole *R R*, *R A* del regolatore di avviamento il cui tamburo inizia la rotazione.

Fig. 30. — Regolatore d'avviamento.

La alimentazione della elettrovalvola *R A* passa attraverso un contatto *f* (vedi anche fig. 30) azionato dal relé di accelerazione *Ra*, che presenta due bobine, una amperometrica in serie a valle del motore 4 e una voltometrica divisa in due gruppi di spire. Se la corrente passante attraverso ai motori supera un valore predeterminato, il relé *Ra*, toglie l'alimentazione al relé *R A* e il tamburo del regolatore di avviamento si ferma nella posizione raggiunta, essendo lo scarico del cilindro che aziona il regolatore di avviamento chiuso dall'elettrovalvola *R R* sempre alimentata.

Un secondo relé di accelerazione Ra_2 posto anch'esso in serie ed a valle del motore 4 ha la funzione di interrompere mediante il contatto *g* il ritorno ad ambedue le elettrovalvole *R A* ed *R R*, quando la corrente che lo attraversa supera un valore predeterminato. In tal caso attraverso alla elettrovalvola *R R* disalimentata il cilindro si scarica ed il regolatore di avviamento retrocede rapidamente fintanto che la corrente, limitata dalla inserzione del reostato non abbia ripreso un valore inferiore a quello di taratura di Ra_2 dopo di che si arresta. Una ulteriore riduzione della corrente di trazione (dovuta per esempio alla maggiore velocità raggiunta del treno) permette al relé Ra_1 di liberare il contatto 1 alimentando la elettrovalvola *R A* e di riprendere l'avviamento.

La bobina voltometrica del relé Ra_1 viene alimentata per mezzo di una serie di contatti disposti secondo generatrici equidistanti sul cilindro del regolatore di avviamento, quando il cilindro stesso ha raggiunto una posizione per la quale viene disinserita una resistenza d'avviamento. Allora, l'azione della bobina voltometrica, concomitante con quella amperometrica, assicura il funzionamento deciso di Ra_1. Tuttavia il relé *R A* non viene ancora disalimentato, fintantochè il regolatore di avviamento non abbia con una ulteriore piccola rotazione cessato di alimentare la 12ª spazzola del regolatore.

A questo punto *R A* cessa di essere alimentato e il regolatore di avviamento si ferma. Sino a quando la bobina amperometrica del relé Ra_1 è attraversata da una intensità di corrente che mantiene aperto il contatto *f*, di alimentazione della elettrovalvola di avanzamento *R A* il regolatore di avviamento non può avanzare.

Il funzionamento descritto per la elettromotrice comandata direttamente, si ripete tale e quale per quelle accoppiate, in quanto la tensione di comando proveniente dalla batteria del veicolo dal quale si eseguisce la manovra, viene condotta in tutte quelle accoppiate a vunti omologhi dei vari circuiti.

Arrivato il regolatore di avviamento alla 6ª posizione, toglie alimentazione alla 9ª spazzola e quindi alla elettrovalvola *R A*, e quindi si ferma in tale posizione.

Se ora si pone la manovella del banco di manovra nella posizione di parallelo, indicata con *P*, viene data alimentazione al relé ausiliario II e attraverso ai contatti da questo stabiliti di nuovo ad *R A*.

Se la corrente assorbita dal circuito di trazione lo consente, se cioè il contatto *f* del relé Ra_1 è chiuso, il regolatore di avviamento riprende ad avanzare e provoca la graduale esclusione della resistenza nella combinazione di parallelo.

Il relé ausiliario II ha lo scopo di rendere indipendenti le alimentazioni dei singoli relé *R A* delle varie elettromotrici accoppiate dalla posizione del regolatore di avviamento del veicolo da cui viene operato il comando.

Ciò può essere necessario nel caso seguente. Supponiamo che due veicoli accoppiati marcino in parallelo, e che in quello da cui viene operato il comando, la manovella del banco di manovra venga posta nella posizione di serie. Supponiamo che l'alimentazione dei relé *R A* sia presa direttamente in parallelo dal quinto settore del regolatore di avviamento. Se questo non funziona in modo perfettamente sincrono nei due veicoli potrà darsi il caso che esso ritorni, sul primo veicolo, sulla 6ª posizione prima che sul secondo. L'alimentazione diretta potrebbe portare in tal caso all'arresto del regolatore del secondo veicolo in una posizione di parallelo anche con qualche resistenza inclusa, cosa evidentemente indesiderabile. Il relé ausiliario II evita l'inconveniente in quanto non appena la manovella del banco di manovra del veicolo dal quale viene operato il comando nella posizione di serie, vengono disalimentati i relé ausiliari II di tutti i veicoli accoppiati, e di conseguenza anche i relé *R A* ed *R R*.

Il regolatore di avviamento ritorna rapidamente indietro su tutti i veicoli fino a che su ciascuno sia raggiunta la posizione di serie, per la quale si ha di nuovo l'alimentazione diretta di *R A* ed *R R*.

Le marcie a campo indebolito si ottengono indipendentemente dal movimento del regolatore di avviamento per mezzo di un pulsante che dà l'alimentazione alle elettrovalvole dei contattori 15 e 16; e quest'ultimo chiudendosi provoca, coll'apertura del relativo contatto ausiliario, l'apertura dei contattori 13 e 14.

Allo scopo di permettere di accelerare eccezionalmente l'avviamento, quando, per la pendenza della linea o altri motivi si desideri ridurre la durata di inserzione del reostato, è possibile di variare la taratura del relé Ra_1. Questo si ottiene premendo il sesto bottone della scatola dei pulsanti; con ciò viene alimentata, attraverso ad una apposita resistenza (45 ohm in serie e 80 ohm in parallelo) una parte della bobina voltometrica del relé Ra_1 avvolta in senso contrario a quello principale.

La forza di attrazione del relé viene ridotta e il contatto *f* richiuso con un valore della corrente di trazione di circa 10 % superiore a quello massimo degli avviamenti normali.

Ci resta da accennare alla posizione *M M* del banco di manovra. In tale posizione, quando la elettromotrice marcia isolata, manca la connessione di ritorno a

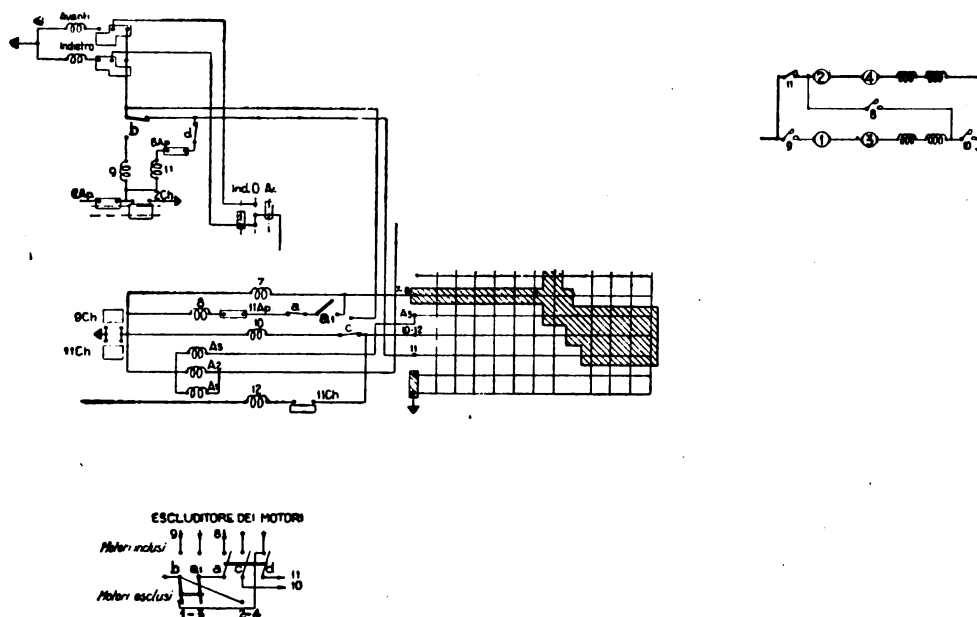



Fig. 31. — Schema dell'esclusione dei motori 1-3.

massa dei relé *R A*, *R R*, R_1, R_2. Al cilindro del regolatore di avviamento arriva tensione attraverso la seconda spazzola, contrassegnata *M* nello schema. Per avviare il veicolo occorre spostare a mano, mediante apposito volontino, il regolatore di avviamento ponendolo nella posizione 00. Con ciò si creano le condizioni descritte per la posizione *M* del banco di manovra, si ha cioè la connessione in serie dei motori e tutto il reostato inserito.

Continuando, sempre con manovra a mano, la rotazione del cilindro del regolatore di avviamento si ha successivamente l'esclusione delle resistenze del reostato fino alla posizione 6 e analogamente per la marcia in parallelo fino alla pos. 10.

In caso di comando multiplo, nulla si ha di mutato per le elettromotrici comandate a distanza rispetto al comando automatico, in quantochè, non essendo su questi veicoli il banco di manovra spostato dalla posizione O, non si è interrotta la connessione di ritorno a massa dei relé *R A*, *R R*, Ra_1 Ra_2.

In caso di guasto ad uno dei motori, questo può venire escluso, insieme all'altro che gli è permanentemente accoppiato, mediante la manovra di coltelli posti nella cabina di comando.

Le figure 31 e 32 mostrano lo schema elettrico di tale manovra. Per escludere i motori 2 e 4 viene impedita l'alimentazione delle elettrovalvole dei contattori 8 e 11

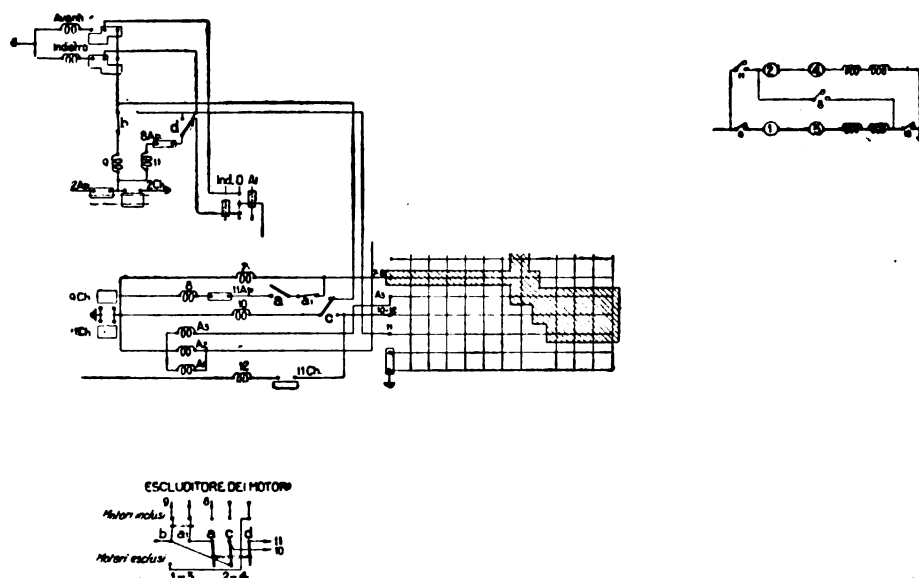



FIG. 32. — Schema dell'esclusione dei motori 2-4.

mentre viene alimentato permanentemente 10; per escludere i motori 1 e 3 viene impedita la chiusura dei contattori 8 e 9 mentre viene permanentemente alimentato 11.

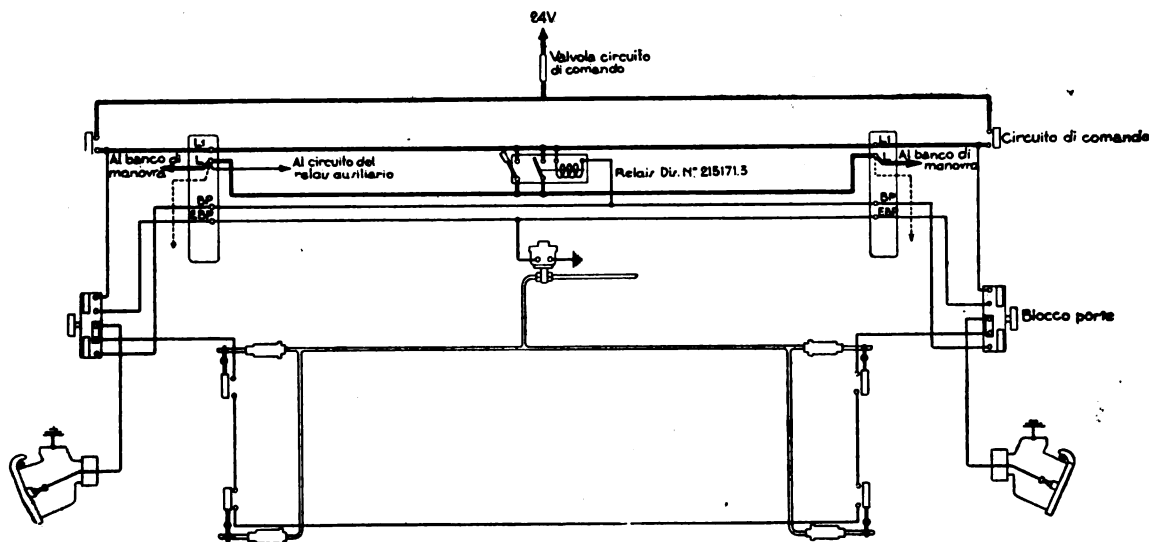



FIG. 33. — Schema del blocco porte.

Per impedire che una o più elettromotrici accoppiate possano partire prima che tutte le porte del treno siano chiuse, e che d'altra parte esse possano venire aperte inavvertitamente durante la marcia, l'alimentazione del circuito di comando arriva attraverso ad un contatto stabilito da una elettrovalvola comandata dal primo bottone della cassetta dei pulsanti. La connessione di ritorno di questa elettrovalvola è fatta attraverso una serie di contatti posti nella serratura di blocco posta in corrispondenza di ciascuna porta (V. fig. 33). Dal posto di comando il conducente aziona

con la pressione di un pulsante tante serrature di blocco quante sono le porte; queste funzionando danno la continuità al circuito di chiusura delle elettrovalvole del circuito di comando e l'avviamento può avere inizio. Un dispositivo meccanico normalmente piombato permette che in caso di necessità le porte vengano aperte, dall'esterno o dall'interno indipendentemente dall'intervento del conducente.

La fig. 34 rappresenta lo schema del circuito di segnalamento destinato a dare avviso al conducente della eventuale disinserione, dovuta a funzionamento di un relé di

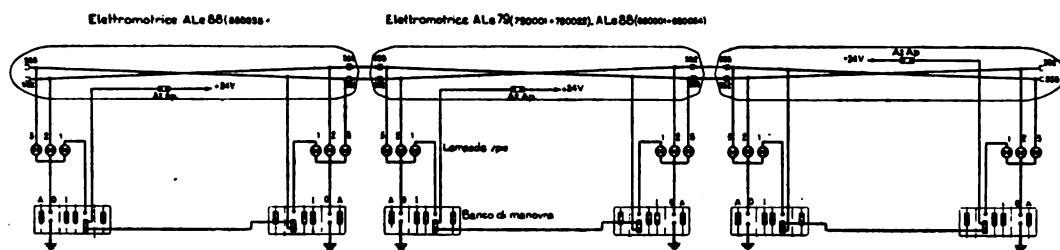



FIG. 34. — Schema del circuito di segnalamento.

scatto, di una delle elettromotrici costituenti il treno in multipla trazione. Un blocco posto sul contattore A_2 dà tensione alla lampadina spia corrispondente alla elettro-

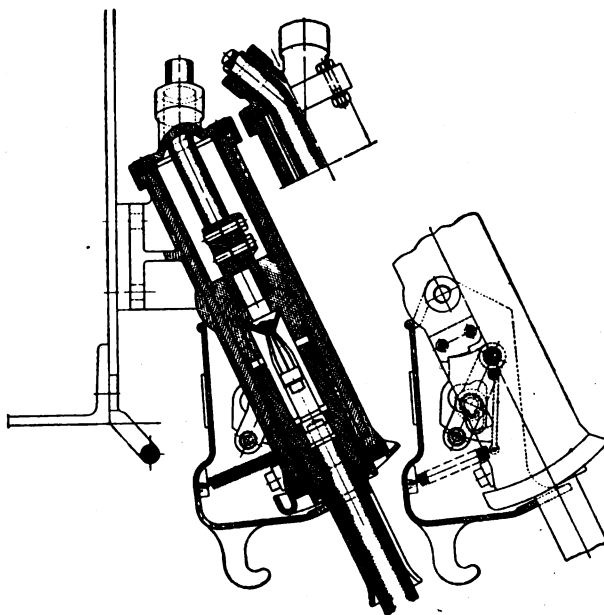



FIG. 35. — Accoppiatore fra le elettromotrici.

motrice su cui è avvenuta la disinserzione, presso il banco di manovra dal quale è guidato il treno, in quello cioè in cui la manovella è in posizione diversa dalla neutra.

Circuito di illuminazione e dei servizi ausiliari a 24 Volt (Tav. XI).

Tale circuito è alimentato da due generatori posti ciascuno su uno dei carrelli e comandati ciascuno da una sala, a mezzo di catena, e da una batteria di cassette di 6 elementi ciascuno, di tipo identico a quello impiegato per l'illuminazione delle vetture.

Generatori e batteria hanno il polo negativo a massa ed il positivo collegato ad una barra collettrice dalla quale prendono origine il circuito luce (attraverso un regolatore di tensione a dischi di carbone), quello di comando, e quelli per il riscaldamento dei coltelli anteriori della cabina di guida e per l'azionamento dei tergicristalli elettrici.

Appositi coltelli sezionatori permettono di dividere il circuito in modo da prelevare corrente a volontà da questa o quella fonte di alimentazione. Lampade spia permettono di accertare se i generatori funzionano regolarmente.

Riscaldamento. (Tav. XI). Il riscaldamento durante la stagione invernale è assicurato da scaldiglie munite di elementi riscaldatori corazzati distribuiti in quattro serie poste in parallelo. La tensione di alimentazione è quella di linea (3000 Volt), quella per elemento è di 250 Volt. Un contattore elettromagnetico provvede all'inserzione. Valvole fusibili proteggono il circuito sia a monte di tale contattore, sia a monte di ciascuna delle quattro serie.

Un regolatore termostatico permette di disinserire o inserire le scaldiglie a seconda della temperatura ambiente. La potenza complessiva istallata è di 26 KW.

Un cavo che percorre ogni singola vettura e fa capo ad accoppiatori (fig. 35) posti sulla testata, permette di alimentare il riscaldamento elettrico da uno qualunque dei veicoli in trazione multipla.

Le ferrovie transcontinentali.

I fautori della Transahariana francese cercano ora di avere il sopravvento sulle opposizioni di vario genere che il progetto della nuova costruzione ha incontrato a varie riprese.

Fra l'altro si citano le altre ferrovie transcontinentali, per dedurne che la Transahariana progettata ha la lunghezza di Km. 2200, che non può ritenersi eccessiva, e che in confronto alle comunicazioni analoghe presenta difficoltà costruttive molto minori.

Ecco dunque le ferrovie transcontinentali esistenti: La prima Transamericana New-York-San Francisco, 5200 Km., decisa e costruita in cinque anni, in piena guerra civile, venne inaugurata nel 1869. Tre altre Transamericane e due Transcanadesi sono state costruite più tardi.

La Transandina, 1400 Km., da Buenos-Ayres a Valparaiso, inaugurata nel 1911, ha dovuto attraversare la Cordigliera delle Ande, a 2300 m. d'altezza.

La Transiberiana, 8000 Km., è stata costruita attraverso paesi inospitali dal 1892 al 1903.

La Transaustraliana, 1700 Km., per collegare attraverso un deserto assoluto le reti già esistenti all'ovest ed all'est dell'Australia, è stata ultimata in piena guerra ed inaugurata nel 1917.

La Transarabica è stata costruita dai Turchi, da Damasco a Medina, 1307 Km., per facilitare il pellegrinaggio della Mecca ai Mussulmani.

La Transcaspica, 1900 Km., dal Caspio alla frontiera della Cina, inaugurata nel 1888, traversa 200 Km. di dune di sabbia. Fu ultimata in tre anni.

La linea di 1600 Km. dal Turkestan alla Siberia, costruita in quattro anni nella Russia, è stata inaugurata nel 1930.

Il sottovia Principe Umberto a Firenze

Ing. T. GUALDI, per incarico del Servizio Lavori delle F. S.

(*Vedi Tavv. XII e XIII fuori testo*)

Riassunto. — **Cap. 1° - Progetto (generalità, impianto di pompatura, cisternone, piedritti, volte e piattabanda) — Cap. 2° - Costruzione (modalità di esecuzione, organizzazione dei cantieri e mate- ciali impiegati per la costruzione della prima e della seconda metà del sottovia) — Cap. 3° - Opere secondarie collegate con la costruzione del sottovia — Cap. 4° - Quantitativo dei principali materiali impiegati. Spesa complessiva di costruzione.**

CAPITOLO 1°. — IL PROGETTO

Generalità. — Nella città di Firenze prima della costruzione dell'attuale sottovia Principe Umberto, per mettere in comunicazione il viale Strozzi col viale Principe

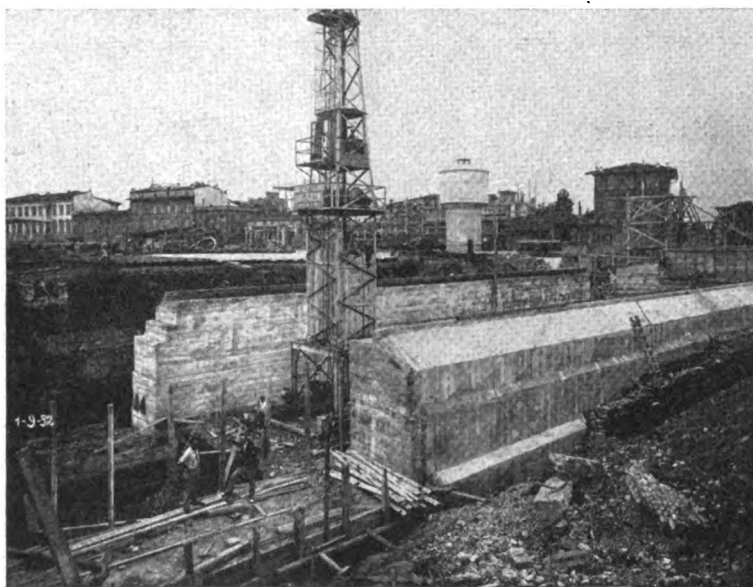



FIG. 1. — Costruzione della prima metà del sottovia « Principe Umberto » in Firenze. Esecuzione dei piedritti.

Umberto, esisteva un sottovia lungo m. 34 a due luci di metri 7,00 ciascuna e dell'altezza libera di m. 3,70.

L'opera mostrava visibili segni di ampliamenti successivi. Difatti fu costruita nel 1848 per sostenere la prima ferrovia toscana Mariantonia, poi dovette essere ampliata per accogliere nel 1860 il binario della ferrovia Leopolda e nel 1862 il binario della ferrovia Aretina.

Data la breve distanza che intercorreva fra la testa della vecchia Stazione di Firenze S.M.N. e il sottovia, la piattabanda del medesimo divenne, in breve, per il piazzale ferroviario, una strozzatura che fu sopportata per ragioni economiche per diversi decenni.

Col progetto della nuova stazione di Firenze S. M. Novella l'Amministrazione delle Ferrovie dello Stato previde di sopprimere completamente la strozzatura accennata ritenuta inammissibile sia per l'indietreggiamento della fronte del fabbricato viaggiatori di circa m. 40, che pel necessario forte aumento del numero dei binari d'accesso alla Stazione.

Per l'impianto del nuovo fascio di binari la piattabanda del sottovia doveva risultare lunga m. 126,25 lungo l'asse con una fronte in retta e una obbliqua di 67° 33'.

Le Ferrovie dello Stato, per adottare tale soluzione, presero accordi col Comune di Firenze che a sua volta fece presente le esigenze urbanistiche, estetiche ed idrauliche alle quali doveva soddisfare la nuova opera.

Le esigenze urbanistiche consistevano principalmente nell'aumento della larghezza da m. 14 a 15, ma in una sola luce, e dell'altezza libera da m. 3,70 a m. 5,50, in un migliore andamento dell'asse longitudinale del sottovia per imboccare in asse ai viali laterali, nel fissare le pendenze non oltre il 3 per mille lungo le rampe d'accesso, nel tipo di pavimentazione delle strade, nella sistemazione tramviaria e di altri servizi pubblici.

La questione estetica fu delineata molto semplicemente e decorosamente abolendo ogni soprastruttura inutile e frivola progettando un semplice e robusto rivestimento delle testate in blocchi di travertino levigato e rivestendo l'interno con lastre di marmo bianco leggermente venato e con zoccolatura di marmo bardiglio.

Il problema idraulico si presentò molto più complesso e di questo occorre accennare con una certa ampiezza.

Come si può osservare dal profilo longitudinale allegato, il piano stradale del demolito sottovia si trovava ad una quota inferiore di m. 0,90 rispetto a quella dell'intradosso dell'emissario Poggi (fogna collettrice della città di Firenze). Di conseguenza quando, dopo forti e prolungate pioggie, la fogna era piena, funzionando come condotta forzata, rigurgitava l'acqua attraverso le bocchette stradali allagando, anche per l'altezza di cm. 50, il piano stradale impedendo il transito. Questo forte inconveniente occorreva assolutamente eliminare con la nuova costruzione nonostante che l'aumento dell'altezza libera del sottovia obbligava a portare il piano carreggiabile ancora più in basso di m. 1,20, e quindi poco al disopra del fondo dell'emissario.

E dato che l'emissario passava lungo i viali di accesso al vecchio sottovia, ne veniva di conseguenza che l'abbassamento dei piani dei viali stessi, portava allo scoprimento delle murature dell'emissario.

Ad eliminare questo ultimo inconveniente, e l'accennato rigurgito dell'acqua attraverso le bocchette stradali, l'Amministrazione Ferroviaria previde la deviazione dell'emissario per m. 400 (vedi profilo dal punto *A* al punto *B*) facendolo passare sotto la R. Dogana e sotto il piazzale ferroviario.

Rimaneva il problema di allontanare le acque pluviali di tutta la zona le cui pendenze volgevano nel basso piano stradale del nuovo sottovia, e ciò si provvide come è accennato qui appresso.

L'impianto di pompatura. — Lo studio delle condizioni altimetriche portarono alla conclusione che l'acqua pluviale non si poteva scaricare in modo naturale con una fogna conducente nel canale Macinante che si scarica, a valle della città, nel fiume Arno.

Fu quindi necessario prevedere la costruzione di un cisternone sotterraneo capace di immagazzinare, per un certo periodo di tempo, che fu fissato in giorni 15, le acque pluviali per poi sollevarle con apposito impianto scaricandole nell'Emissario Poggi.

Il bacino scolante verso il sottovia fu calcolato di circa mq. 14.000. I dati pluviometrici rilevati dall'Osservatorio di Firenze durante 40 anni di osservazione misero in grado di determinare, con relativa sicurezza, che la quantità d'acqua, dopo 15 giorni di massima piovosità, poteva raggiungere i 3000 mc. tenuto conto dell'assorbimento del terreno e dell'evaporazione.

Fu deciso, di costruire un cisternone della capacità di 4000 mc. per tener conto dei depositi fangosi che, dopo un certo tempo avrebbero diminuito la capacità effettiva.

Il dislivello fra il fondo del pozzo di pompatura e la quota di scarico dell'acqua nell'emissario risultava di circa m. 11,50 e la quantità d'acqua annualmente da pompare poteva essere intorno a mc. 11.200.

Il tipo di pompa da adottare per sollevaere le acque torbide, e anche melmose, fu oggetto di lunghe considerazioni. In un primo tempo si pensò alle pompe ordinarie centrifughe aspiranti e prementi mosse elettricamente, poi scartate queste perchè inadatte, si pensò di ricorrere ad un impianto di sollevamento pneumatico a funzionamento intermittente.

Visto il basso rendimento di simili impianti, l'Amministrazione ferroviaria decise di adottare il tipo di pompa centrifuga annegata, senza aspirazione, mossa a distanza da motore elettrico (messo all'asciutto al disopra del livello massimo delle acque) con albero verticale della lunghezza di m. 5.

Si concretò il progetto di installare due di tali pompe aventi la portata oraria di 80 mc. ciascuna funzionanti automaticamente mediante dispositivo elettrico collegato con un galleggiante posto nell'acqua del cisternone.

Con l'adozione di tale dispositivo il cisternone, normalmente, doveva restare vuoto d'acqua.

Il cisternone. — La soluzione più conveniente per la costruzione del cisternone della capacità di mc. 4000 fu ritenuta quella di ubicarlo sotto il piano stradale del sottovia utilizzando i piedritti dell'opera, opportunamente approfonditi, come muri contenitori longitudinali e dividendo il cisternone in due camere con una pila centrale sulla quale dovevano impostarsi superiormente le volte sostenenti il piano stradale e inferiormente gli archi rovesci formanti la platea del cisternone.

Queste platee, oltre ad essere impermeabili, dovevano essere tali da resistere alla spinta idraulica, a cisternone vuoto, dal basso verso l'alto prodotta dalle acque freatiche del sottosuolo. Di fatti il cisternone doveva rimanere immerso, per così dire, nelle acque contenute nello strato ghiaioso per un'altezza intorno a m. 2,80 come si può osservare nella sezione trasversale dell'opera.

L'impermeabilità del fondo e delle pareti del cisternone era un requisito che bisognava soddisfare in ogni modo per impedire alle acque esterne di entrare nel cisternone, cosa che avrebbe aumentato fortemente la spesa di pompatura.

FIG. 2. — Scavi armati sotto i binari in esercizio.

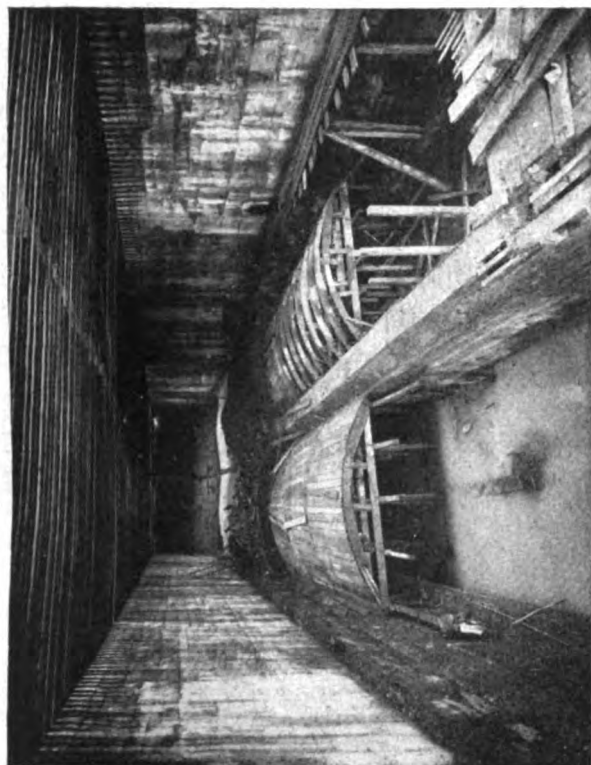



FIG. 3. — Esecuzione delle volte di copertura del cisternone e costruzione della piattabanda.

FIG. 4. — Prove di tenuta del cisternone alla penetrazione delle acque freatiche.

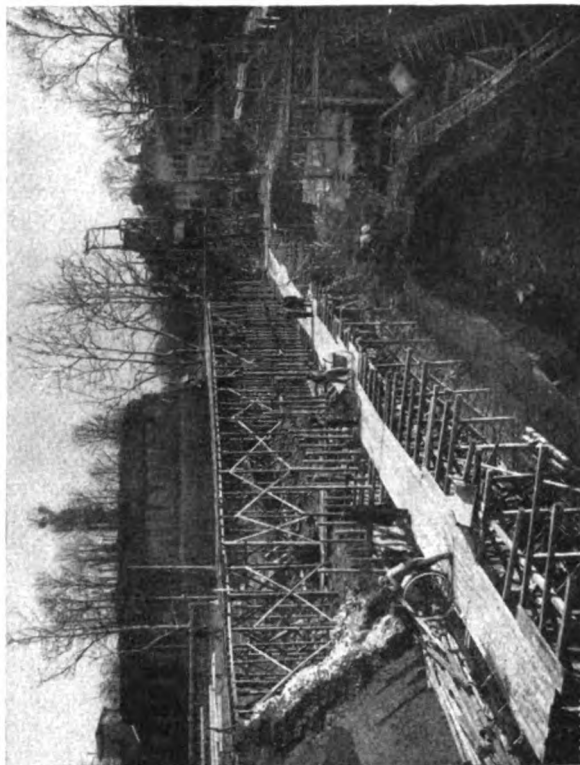



FIG. 5. — Costruzione della seconda metà del sottovia « Principe Umberto » in Firenze. Vista del cantiere durante il getto del calcestruzzo per la formazione dei piedritti e durante gli scavi per la formazione del cisternone.

Questo requisito non si dimostrò, all'atto pratico, di facile attuazione come sarà detto più sotto.

Sempre per diminuire le spese di pompatura pel vuotamento del cisternone, si doveva provvedere a chiudere e deviare tutte le fogne o scoli dacqua instradandoli, in tutti i casi in cui era possibile, nell'emissario Poggi. Anche le acque scolanti dal piazzale ferroviario e raccoglientesi a tergo dei piedritti si predispose di non farle entrare nel cisternone, ma di farle assorbire nel sottosuolo ghiaioso accompagnandole fino alla ghiaia con drenaggi di pietrame e mattoni forati addossati a tergo dei piedritti stessi.

Per la pulizia e l'areazione del cisternone vennero previste delle aperture, munite di chiusini, lungo i marciapiedi. Per limitare il più possibile la raccolta delle materie fangose e sabbiose nel pozzo di pompatura (materie che avrebbero consumato rapidamente le palette delle pompe centrifughe) venne stabilito di far fare alle acque, scaricantesi dalle fogne stradali, un lungo percorso di m. 130 circa, in modo da poter decantare una buona parte delle materie solide prima di arrivare, attraverso il canale, al pozzo di pompatura.

Questo obiettivo si raggiunse agevolmente facendo sboccare le fogne alle testate di una sola camera e praticando la comunicazione fra le due camere solamente in centro della pila (vedi pianta del sottovia).

I piedritti, le volte e la piattabanda. — Venne progettato di eseguire i piedritti completamente in calcestruzzo di cemento. La loro altezza totale risultava di m. 10,90. Il loro spessore di m. 2,50 sotto lo scivolo di testa, di m. 3 al livello del piano stradale e di m. 4,75 al disopra dell'imposta degli archi rovesci costituenti il fondo del cisternone.

Le volte rovescie formanti la platea del cisternone vennero previste pure in calcestruzzo con una certa abbondanza di spessori, non con l'obiettivo di far scaricare una parte dell'opera sul terreno in corrispondenza di dette volte rovescie, ma in considerazione che un eventuale assestamento delle fondazioni dei piedritti e della pila avesse fatto compartecipare le volte stesse a scaricare il peso dell'opera sul terreno, nonostante che la loro costruzione fosse prevista dopo quella dei piedritti. Inoltre si doveva tener presente la spinta idraulica delle acque freatiche e la impermeabilità alle acque stesse.

Le coperture delle due camere del cisternone. vennero progettate con volte in mattoni dimensionandole in base ad un sovraccarico uniformemente ripartito di Kg. 1000 al mq. e successivamente verificate al passaggio di un rullo compressore di 24 tonnellate.

Data la limitata altezza di cui si disponeva fra il piano stradale e il piano delle rotaie, escluso l'arco in cemento armato, tentato in primo tempo, venne progettata la piattabanda formata con travi laminate ad ali larghe di produzione estera annegate nel calcestruzzo, non ritenendo opportuno adottare le travi di ferro composte lasciando queste gravi dubbi, con l'andare del tempo, sulla resistenza delle chiodature annegate nel calcestruzzo (e quindi non controllabili) il cui allentamento poteva indebolire le travi facilitando nel contempo la formazione della ruggine fra gli elementi chiodati non perfettamente aderenti.

Successivamente però l'Amministrazione Ferroviaria, per favorire l'industria nazionale, decise di adottare le travi a doppio T in acciaio semiduro che la Società Ilva si mise in grado di produrre per l'altezza massima di cm. 60.

Le travi di produzione estera, ad ali larghe Grey di Differange, in base ai calcoli di stabilità dovevano essere alte m. 80 $\left(\frac{800 \times 300}{34 \times 18}\right)$ e poste alla distanza di m. 0,45 fra gli assi in mezzeria.

Le travi di acciaio semiduro, di produzione nazionale, forzando le sollecitazioni massime unitarie, fissata l'altezza di m. 0,60 $\left(\frac{600 \times 215}{32,4 \times 21,6}\right)$, dovevano essere poste alla distanza di m. 0,30.

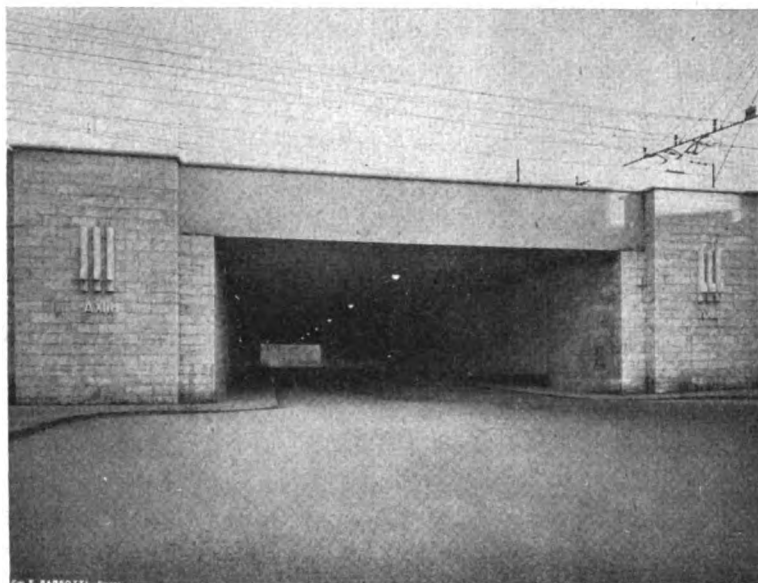



FIG. 6. — Sottovia P. Umberto in Firenze: Prospetto lato valle.

D'altra parte non si potevano ulteriormente avvicinare le travi perchè, per esigenze pratiche, occorreva lasciare uno spazio libero sufficiente per l'introduzione del calcestruzzo, per eseguire la saldatura elettrica delle giunzioni dei ferri di ripartizione e per predisporre le legature della rete metallica a sostegno dell'intonaco inferiore della piattabanda.

Un problema che ha richiesto un attento studio teorico e pratico è stato quello della disposizione delle travi sul tratto del sottovia in obliquo. La disposizione delle travi a ventaglio si mostrava a prima vista la più facile, ma le travi I N P 600 non erano sufficienti, dal punto di vista statico, per formare le ultime travi di sponda. L'ultima trave doveva essere lunga, fra gli appoggi, m. 17,57, invece di m. 16,40 fra gli appoggi in retta.

Ammesso poi che le travi staticamente avessero corrisposto rimaneva sempre una certa difficoltà pratica di eseguire con precisione, nelle numerose travi da disporsi a ventaglio, i fori pel passaggio dei previsti 84 ferri di ripartizione del diam. di mm. 26 colleganti tutte le travi.

Fu deciso quindi di mettere tutte le travi parallele e collegare (mediante chiodature e saldature elettriche) quelle situate nella parte obliqua del sottovia, gradualmente decrescenti, ad una trave composta a parete piena messa di sponda, non da annegarsi nel calcestruzzo, ma semplicemente da foderarsi per ragioni estetiche.

Tutte le travi della piattabanda dovevano appoggiare lungo due rotaie del tipo pesante di Kg. 46,3 al ml., poste annegate e bene fissate nei pulvini in cemento armato.

Anche la trave composta di sponda doveva appoggiare sulle dette rotaie, ma con sottostante piastrone di ghisa per ripartire il forte carico concentrato che si verificava specialmente nello spigolo dei piedritto ad angolo acuto.

Gli appoggi furono predisposti uno fisso e uno scorrevole. Nessun giunto di dilatazione fu previsto di lasciare nella pittabanda, perchè non ritenuto necessario, data la facilità di scorrimento, in senso trasversale della piattabanda sulle rotaie di appoggio e i numerosi ferri di collegamento di cui sopra, solidamente fissati alle testate della pittabanda.

Dall'osservazione fatta su piattabande del genere già eseguite, si è visto che è praticamente difficile impedire la penetrazione dell'acqua, proveniente dal terrapieno ferroviario, attraverso gli appoggi.

Rappresentando questo un forte inconveniente antiestetico, per un'opera destinata al transito cittadino, fu deciso di mettere, in posizione opportuna un coprigiunto fra piattabanda e pulvino formato di lamiera di piombo , oltre i soliti strati di asfalto, predisponendo, al tempo stesso, il facile allontanamento delle acque pluviali.

Le travi occorrenti per l'armatura della piattabanda dovevano essere 408, del peso di Kg. 3400 ciascuna, più 16 travi di varia lunghezza, e della stessa sezione, per la copertura della zona obliqua.

La trave composta di sponda risultò del peso di Kg. 10.930.

Capitolo 2° — La costruzione

Prima metà del sottovia. — Allo scopo di mantenere sempre in esercizio la stazione di Firenze, il sottovia fu costruito in due tempi.

La prima metà lato valle (escluse le opere decorative) venne appaltata nei primi di gennaio 1932, cominciando con la costruzione del pozzo di pompatura annesso al cisternone.

Si conosceva la stratificazione del sottosuolo, si sapeva che quella zona un tempo veniva attraversata dal torrente Mugnone, ma non si aveva un concetto esatto sulla entità delle acque esistenti nello strato ghiaioso. Da quota 42,75 fino alla quota di circa 39,50 si trovò argilla più o meno compatta, e più sotto un forte strato di ghiaia grossa, frammista a sabbia, attraversata da un abbondante corrente di acqua scendente verso valle.

Con gli scavi per la costruzione del pozzo di pompatura, delle dimensioni di metri 7 × 9, si doveva arrivare alla quota 35,50.

Appena gli scavi si incassarono nella ghiaia si cominciò a tenere asciutti gli scavi con una pompa della portata di 10 mc. all'ora che, un paio di giorni dopo, dovette essere sostituita con una di 100 mc. all'ora. Man mano che gli scavi si approfondivano le pompe dovettero aumentare fino a giungere il numero di sette con una portata

complessiva di 500 mc. all'ora, senza però riuscire a tenere asciutti gli scavi impedendo, in ultimo, il getto del calcestruzzo.

Si fece costruire allora un pozzo di prosciugamento ausiliario esterno più profondo di oltre un metro rispetto allo scavo da prosciugare, munendolo di un cilindro di ferro bucherato e installandovi una pompa della portata di mc. 200 all'ora.

Nemmeno dopo tale provvedimento il fondo dello scavo si riuscì a tenerlo asciutto. L'acqua scaturiva da diversi punti delle pareti e, scorrendo sul fondo dello scavo, si gettava nei pozzetti ove pescavano le pompe.

La pompatura doveva continuare ininterrottamente giorno e notte, poichè se si fosse abbandonata la notte, lasciando allagare gli scavi, e poi si fossero riasciugati al mattino, le armature in legname degli scavi, profondi oltre m. 7,50, si sarebbero allentate, per asportazione di materie sabbiose a tergo dei tavolati, mettendo in grave pericolo la stabilità delle armature stesse.

Quindi per utilizzare la spesa di pompatura notturna, si stabilì il lavoro notturno degli operai.

Vista la difficoltà di tenere completamente asciutti gli scavi la Dirigenza fece collocare in fondo e in periferia degli scavi stessi dei canali di cotto nonchè dei tubi di cemento in corrispondenza alle principali vene d'acqua incondottandole fino al pozzo di pompatura, poi fece formare un vespaio di pietrame dello spessore di circa cm. 50 e quindi autorizzò il getto del calcestruzzo appena umido dosato con 1000 Kg. di cemento per mc. per tener conto dell'asportazione del cemento dalle correnti d'acqua che ancora affioravano.

In principio il getto procedeva in modo poco tranquillizzante sulla riuscita, poichè l'acqua, che correva verso le cipolle delle pompe, asportava gran parte del cemento.

Allora il lavoro del getto fu accelerato al massimo buttando calcestruzzo asciutto dal centro verso la periferia dello scavo lasciando in ultimo in funzione le sole pompe installate nel pozzo ausiliario esterno allo scavo.

Dopo aver battuto il getto per diverse ore, spolverando cemento puro asciutto, l'acqua non affiorò più alla superficie della platea.

Superata questa fase difficoltosa che orientò l'Impresa e Dirigenza sul modo più opportuno di tenere asciutti gli scavi, vennero subito iniziate le incassettature dei muri perimetrali da eseguirsi in calcestruzzo, e allo stesso tempo si iniziò l'organizzazione del lavoro per attaccare gli sbancamenti e gli scavi di terra per la costruzione dei piedritti e del cisternone.

L'Impresa allo scopo di ridurre al minimo le impalcature di servizio e la mano d'opera, installò una torre metallica scorrevole su binario lungo l'asse del sottovia, munita di braccio girevole sostenente un secchione che veniva mandato in ogni punto del lavoro a prendere o portare materiali disimpegnando ottimamente la sua funzione; però il lavoro procedeva con una certa lentezza, e non poteva essere accelerato, essendo tutto legato alla potenza di trasporto del meccanismo che centralizzava i trasporti della terra, della ghiaia e dei calcestruzzi.

La successione cronologica dei lavori, al di fuori della zona dei binari in esercizio, era la seguente:

1) scavo di sbancamento fino al nuovo piano stradale lasciando ai lati il terreno con la pendenza naturale;

2) impianto del binarione per lo scorrimento della torre;

3) scavi armati per le fondazioni dei piedritti e contemporaneo istallamento delle pompe pel prosciugamento delle acque freatiche;

4) getto del calcestruzzo per la costruzione dei piedritti;

5) remozione della torre;

6) scavi per la costruzione del cisternone;

7) costruzione della pila centrale e successiva costruzione delle volte in mattoni di copertura del cisternone;

8) posa in opera delle travi per la formazione della piattabanda e opere di completamento della stessa;

9) costruzione delle volte rovescie formanti il fondo del cisternone.

Quando invece si doveva costruire l'opera sotto i binari in esercizio, la torre non poteva che essere adoperata per l'avvicinamento dei materiali, e la successione del lavoro doveva essere la seguente:

1) posa in opera dei fasci di rotaie della luce di m. 7, a sostegno dei binari in corrispondenza dei piedritti;

2) scavi armati per la costruzione dei piedritti, e contemporaneo installamento delle pompe;

3) costruzione dei piedritti in calcestruzzo;

4) demolizione dei fasci di rotaie;

5) posa in opera delle travi per la formazione della piattabanda;

6) scavi fra i piedritti e per la costruzione del cisternone;

7) costruzione della pila centrale e delle volte in mattoni;

8) completamento della piattabanda, per tratti, spostando i binari in esercizio;

9) costruzione delle volte rovescie formanti il fondo del cisternone.

Le difficoltà incontrate per tenere asciutti gli scavi, durante i getti del calcestruzzo, seguirono tutto il lavoro che si svolgeva nel banco ghiaioso. Furono superate tenendo sempre in funzione la pompa della portata di mc. 200 all'ora, già accennata, installata nel pozzo profondo munito di griglia di ferro, coadiuvata da altre pompe minori che si spostavano frequentemente in testa a ciascun tratto di fondazione in esecuzione. Prima del getto del calcestruzzo si convogliavano le acque che scaturivano dalle pareti e dal fondo verso le cipolle delle pompe con tubi di cemento o con canaletti formati da coppi messi alla periferia dello scavo. Il calcestruzzo veniva gettato cominciando dal centro dello scavo per andare gradualmente contro le armature in legname.

Le platee del cisternone vennero eseguite dopo le volte di copertura per avere il tempo necessario di sperimentare se, durante le pioggie abbondanti, l'acqua scolante del bacino imbrifero di competenza del cisternone, veniva con la rapidità necessaria, assorbita naturalmente dal sottosuolo.

Se questo si fosse verificato in modo soddisfacente si sarebbe fatto a meno di pompare l'acqua pluviale in perpetuo dal cisternone alla fogna.

L'esperimento si concluse in senso negativo anche pel fatto che il livello medio permanente dell'acqua freatica era troppo alto, rimanendo poco al di sotto del piano

d'imposta delle volte di copertura del cisternone, e non lasciava quindi un vuoto sufficiente per immagazzinare un violento e prolungato acquazzone.

Ci si preoccupò inoltre della diminuzione, a lungo andare, della permeabilità dello strato ghiaioso dato che le acque provenienti dalla zona circostante erano inevitabilmente torbide.

Date queste circostanze si costruirono le platee impermeabili in calcestruzzo come prevedeva il progetto.

Costruire una platea impermeabile all'acqua di 1440 mq. di superficie non è stata cosa agevole a realizzarsi.

Per impedire le spaccature derivanti dal ritiro del calcestruzzo, si costruì la plateo a tratti in senso longitudinale e si lasciò in corrispondenza di ogni imposta una intercapedine di cm. 10 che fu riempita dopo la presa del calcestruzzo.

Però questo sistema si adottò solo per il getto della metà superiore dello spessore della platea, mentre per la metà inferiore non si lasciarono intercapedini, e ciò per impedire l'accesso dell'acqua freatica che avrebbe impedito la perfetta esecuzione dello strato superiore.

Ultimata la costruzione della platea, e chiuso a monte il cisternone da un muro provvisorio, si osservò che la impermeabilità del cisternone non era perfetta nonostante che si fosse eseguito a tergo dei piedritti un intonaco mescolato con l'impermeabilizzante « Bianco »; ma attraverso i piedritti uscivano numerosi e capillari getti d'acqua sotto pressione. Si sigillarono tali fori capillari con materia impermeabilizzante a rapidissima presa « Sika 1 » ma col tempo contribuirono alla chiusura dei fori le precipitazioni di carbonati di calcio dell'acqua filtrata in seguito al cambiamento delle condizioni fisiche di pressione e di temperatura.

Seconda metà del sottovia e completamento. — La costruzione della seconda metà dell'opera venne organizzata dall'Impresa in modo diverso.

Non più impianto centralizzato per spostare i materiali, ma largo impiego di camminamenti in legname a diverse quote, trasporti con carrette a mano, elevatore fisso a piano inclinato, sollevamento della terra dagli scavi con numerose burbere, largo impiego di binarietti decauville.

Lavoro quindi esteso, e attaccato in più punti con impiego di forte mano d'opera per abbreviare il tempo di esecuzione; non più pompe spostabili da un punto ad un altro dellc scavo, il cui piazzamento era costoso, ma adozione del pozzo centrale unico di prosciugamento coadiuvato da una piccola pompa spostabile che agiva solamente presso ove si eseguiva il getto del primo strato di calcestruzzo.

La successione cronologica della esecuzione delle diverse parti dell'opera fu in sostanza la stessa che è stata esposta nella costruzione della prima parte con la sola differenza che le platee del cisternone vennero eseguite prima delle volte di copertura.

Quasi tutta la seconda metà dell'opera venne costruita fuori dei binari in esercizio, perchè la maggior parte dei binari in servizio della stazione provvisoria di S. M. N., vennero spostati sulla piattabanda già eseguita con la prima parte del sottovia.

Anche durante la esecuzione di questa parte di sottovia la maggiore preoccupazione furono gli esaurimenti d'acqua.

Il pozzo di prosciugamento centrale fu eseguito più profondo di m. 1,70 rispetto al piano di fondazione dei piedritti.

Nel pozzo vennero installate due pompe della portata di mc. 200 all'ora ciascuna alla prevalenza di m. 10 circa. Gli scavi e il getto del calcestruzzo fino a livello naturale delle acque freatiche venne eseguito senza interruzione, con tre turni, per economizzare sulla spesa di noleggio delle pompe che raggiungeva in media L. 1200 al giorno.

Mentre la costruzione della prima metà delle spalle procedette da valle verso monte, la costruzione della seconda metà procedette da monte verso valle, dirigendo l'allineamento con operazioni tacheometriche poichè le due metà restarono divise fino in ultimo dal vecchio terrapieno ferroviario.

Nei piedritti, per tutta la loro lunghezza, non fu lasciato nessun giunto di dilatazione, come non fu lasciato nella piattabanda e date le estremità libere di dilatarsi, nessun inconveniente si è verificato.

Fu usata l'avvertenza di praticare il pozzo centrale di prosciugamento lateralmente alla pila, e quindi si potè gettare liberamente la platea della parte opposta scaricando le acque che affioravano alla superficie, con un grosso tubo di cemento collocato sotto la fondazione della pila.

Per completare l'altra platea si dovette costruire un altro pozzo di prosciugamento in testa e al di fuori del cisternone. In tale pozzo, con appositi drenaggi in pietrame e tubi di cemento posti sotto la platea già costruita, veniva convogliata tutta l'acqua affiorante nella zona ove esisteva il pozzo centrale, e così fu possibile chiudere completamente il cisternone.

Appena i calcestruzzi ebbero fatto presa, si sospese la pompatura dell'acqua. Anche in questa seconda metà del cisternone si verificarono dei getti capillari di acqua. I fori vennero sigillati con intonaco impermeabilizzante a rapidissima presa.

Ultimato il rustico di tutta l'opera si fecero le opere decorative di rivestimento.

Il soffitto venne eseguito con intonaco «Terranova» granuloso applicato contro la rete metallica stirata, ben legata con numerosi ferri annegati nel calcestruzzo della piattabanda.

Le lastre di marmo vennero fissate alle pareti di calcestruzzo con perni di rame e colate di cemento; i blocchi di travertino in corrispondenza delle testate vennero incorporate, con colate di malta di cemento, ai piedritti in calcestruzzo nelle incassature precedentemente lasciate.

La trave composta di sponda venne foderata con laterizi cavi armati esternamente da una fitta doppia spirale di filo di ferro avvolgente tutta la trave, e successivamente intonacata con « Terranova ».

L'opera iniziata nel gennaio del 1932 venne ultimata nell'ottobre 1934 e aperta al transito, dopo l'esecuzione dei viali d'accesso, nel giugno del 1935.

Capitolo 3° — OPERE SECONDARIE

Le opere che fu necessario eseguire per rendere possibile la costruzione del sottovia Principe Umberto furono:

1) la deviazione dell'emissario comunale Enrico Poggi;
2) la deviazione dell'acquedotto comunale;
3) l'abbassamento e la formazione dei viali Principe Umberto e Filippo Strozzi

con le relative fognature e con la conseguente sottofondazione del fabbricato della R. Dogana e il rivestimento dello zoccolo dello sperone della Fortezza da Basso;

4) la ricostruzione della tubazione del gas, dei cavi elettrici per trasporto di forza e luce, dei cavi telegrafonici;

5) l'abbassamento della sede tramviaria lungo la Via Guido Monaco e Via Luigi Alamanni.

La deviazione del grande emissario Poggi che raccoglie quasi tutte le acque di rifiuto e pluviali della città di Firenze doveva effettuarsi in modo da non variare il regime dei carichi esistenti, e quindi dato che con la deviazione si allungava l'emissario diminuendo conseguentemente la pendenza, occorse studiare le sezioni in modo da non provocare rigurgiti a monte.

Per ristabilire l'equilibrio idraulico preesistente l'emissario fu costruito con sezioni variabili a seconda dell'altezza disponibile. La struttura muraria ordinaria fu impiegata ove l'emissario, in massima piena, avrebbe funzionato a pelo libero, e in cemento armato, con sezione ovoidale, ove avrebbe funzionato come condotta forzata.

La superficie della sezione libera dell'emissario in muratura era di circa mq. 12 e quella della sezione ovoidale in cemento armato di circa mq. 8,70. Ma questa ultima in un breve tratto, data la poca disponibilità di altezza, si dovette restringere a circa mq. 6 con l'asse maggiore orizzontale.

Per sottopassare il fabbricato della R. Dogana, l'emissario fu costruito in galleria, mentre, per il resto si adottò lo scavo scoperto.

Anche il ramo principale dell'acquedotto comunale, del diametro di 600 mm. dovette essere deviato per ml. 350 e collocato in apposita galleria in muratura praticabile sotto il terrapieno ferroviario e di tale ampiezza da poter permettere l'eventuale ricambio dei tubi rotti.

In corrispondenza dell'imbocco del sottovia, lato Viale Strozzi, trovandosi la condotta in un punto basso, venne predisposto uno scarico nel cisternone pel lavaggio periodico dell'acquedotto.

L'abbassamento dei viali fu pure un'opera importante, ma senza eccezionali difficoltà di esecuzione eccettuata la sottofondazione del fabbricato della R. Dogana per oltre m. 2,50 in conseguenza dell'abbassamento del Viale Strozzi. Anche lo sperone della Fortezza da Basso venne messo maggiormente in luce e rivestito di pietra aumentando la propria mole già imponente.

La tubazione del gas venne rimessa in opera lungo l'asse del sottovia sopra il rinfianco centrale degli archi di copertura del cisternone.

I cavi elettrici di luce e forza furono collocati in un cunicolo sotto il marciapiedi lato sud, mentre i cavi telegrafonici in un cunicolo sotto il marciapiedi dal lato opposto.

Notevoli difficoltà di esecuzione presentò l'abbassamento del binario tramviario poichè doveva effettuarsi senza interrompere l'esercizio.

Si tenne il binario alla quota originale su appoggi formati da cavalletti di traverse e durante una sola notte si fece cadere il binario aderente al nuovo piano, fissandolo con traverse metalliche in una platea di calcestruzzo formato con cemento fuso.

Capitolo 4° — QUANTITATIVO DI MATERIALI PRINCIPALI E LA SPESA COMPLESSIVA

Il volume di terra scavata, e trasportata a formazione del nuovo terrapieno ferroviario della stazione di Firenze, o a formazione del nuovo piazzale di smistamento treni merci a Castello, ammontò a mc. 77.000, di cui mc. 36.700 per la costruzione del sottovia, mc. 37.600 per lo sbancamento dei viali d'accesso, e il resto per la deviazione dell'emissario e dell'acquedotto.

Il calcestruzzo gettato in opera fu di mc. 18.000 di cui 13.500 per la sottovia e il resto per le altre opere secondarie.

Il materiale metallico impiegato, esclusa la ghiaia per le tubazioni dell'acqua e del gas, fu di un milione e 600 mila di Kg., di cui 1 milione e 430 mila per le travi di ferro per l'armatura della piattabanda. Tale cifra messa a confronto col peso delle travi del vecchio sottovia demolito in Kg. 184.100 mette in evidenza la meschinità dell'opera precedente.

Vennero pavimentate con diversi tipi di struttura circa 23.000 mq. di strade e marciapiedi.

In base alla spesa di pompatura e alla portata oraria delle pompe si può affermare che durante la costruzione della parte del sottovia situata nello strato ghiaioso, furono sollevati, a m. 10 di altezza, oltre 2 milioni di mc. d'acqua per tenere asciutte le fondazioni durante gli scavi e durante i getti di calcestruzzo.

La spesa di pompatura fu di L. 264.000 che messa a raffronto col volume dello scavo al disotto del livello delle acque freatiche in mc. 8000, risulta la spesa media di pompatura, per tenere asciutti gli scavi, di L. 33 per metro cubo.

Nel computare la spesa totale per la costruzione del sottovia Principe Umberto è logico comprendere tutte quelle opere accessorie già accennate, la cui esecuzione è stata necessaria per realizzare il sottovia stesso.

— Costo del solo sottovia completo delle opere di decorazione . .	L.	3.700.000
— Costo per l'abbassamento della sede tranviaria, per la sistemazione dell'illuminazione pubblica del sottovia e dei viali d'accesso, per l'impianto della condotta del gas e dell'acqua	»	205.000
— Costo della deviazione dell'emissario Poggi	»	665.000
— Costo dell'abbassamento di un tratto dei viali Filippo Strozzi e Principe Umberto, pavimentazione e fognature	»	1.650.000
— Costo per i lavori di sistemazione della R. Dogana per spostamento dell'ingresso e opere di sotto fondazione	»	209.000
	L.	6.429.000
Spese generali . . .	»	321.000
Costo totale . . .	L.	6.750.000

Tale spesa di fronte ai cento milioni, in cifra tonda, occorsi per la sistemazione di tutti i servizi ferroviari di Firenze, può apparire rilevante per essere relativa ad una sola opera d'arte; ma ciò conferma l'importanza dei lavori occorsi per essa.

D'altra parte le Ferrovie dello Stato erano obbligate, di fronte alla città di Firenze, a mantenere una dignitosa continuità del viale di circonvallazione: arteria che ha un traffico intenso di ogni specie di veicoli.

Inoltre la mancata costruzione dell'opera avrebbe danneggiato gli adiacenti popolosi quartieri che sarebbero venuti a trovarsi con una barriera insorpassabile lunga m. 800, dalla piazza della stazione al sottovia Belfiore.

* * *

Tutti i lavori sopra accennati furono iniziati con la deviazione dell'emissario comunale nel giugno del 1931, e condotti a termine con la sistemazione dei viali nel giugno 1935, sotto la direzione della soppressa Sezione Speciale Lavori delle Ferrovie dello Stato appositamente costituita per la sistemazione dei Servizi Ferroviari di Firenze.

Le velocità ferroviarie in Germania dopo la guerra.

Prima della guerra le ferrovie tedesche avevano raggiunto, per la velocità commerciale, il valore massimo di Km./h. 88,8.

Questo valore venne di nuovo toccato solo nel 1929 e, successivamente, nel 1932 e nel 1933, si toccarono i Km./h. 96,1 e 124,6.

Lo sviluppo delle più alte velocità commerciali nei due ultimi anni presenta il seguente quadro. Nel 1937 venne raggiunto il valore di 132,6 Km./ora fra Berlino ed Hannover da un solo treno rapido; mentre un gruppo importante di 41 convogli superò il limite di 100 Km. all'ora ed uno di esso, sulla Berlino Amburgo, toccò i 119,5.

Un ulteriore progresso è divenuto difficile per il notevole incremento del traffico che richiede in genere più lunghe fermate nelle stazioni.

Comunque nel 1938 si è raggiunta la velocità commerciale di Km./h. 132,3, la quale rappresenta un aumento del 48,8 per cento rispetto al valore di Km./h. 88,8 di prima della guerra.

La velocità massima dell'anno 1938 è stata di Km./h. 160, che rispetto al valore del 1914 — 90 Km./h. — rappresenta un aumento proporzionalmente anche più alto: del 77,8 per cento.

Progetto di una galleria sotto lo stretto di Corea.

Il Ministero delle Ferrovie del Giappone ha iniziato recentemente gli studi per il progetto di una galleria sotto lo stretto di Corea.

La lunghezza prevista è di Km. 120: da Shimonoséki nel Giappone a Fusan, all'estremità meridionale della Corea. Questi due punti sono ora collegati da un servizio di traghetto che impiega 7 ore e mezza a coprire il percorso; si prevede che i treni, invece, lo copriranno in 2 ore e mezza trasportando un carico utile doppio di quello dei *ferry-boats*.

Si ritiene che la spesa per una tale costruzione potrà oscillare fra 1000 e 1500 milioni di yen; ma per ora è stato aperto un credito di 1.100.000 yen per lo studio geologico del sottosuolo, cioè per stabilire se il sottosuolo che dovrebbe essere impegnato presenti o meno difficoltà inattese.

4

La nuova centrale termica di Venezia S. Lucia

Ing. VIERI ROMEI, per incarico del Servizio Lavori delle F. S.

(*Vedi Tav. XIV fuori testo*)

L'ampliamento dei servizi Viaggiatori e Merci a G. V. nella Stazione di Venezia S. Lucia ha reso necessaria la costruzione di una nuova Centrale Termica, dato che quella preesistente, ormai vetusta, era del tutto insufficiente alla produzione del va-

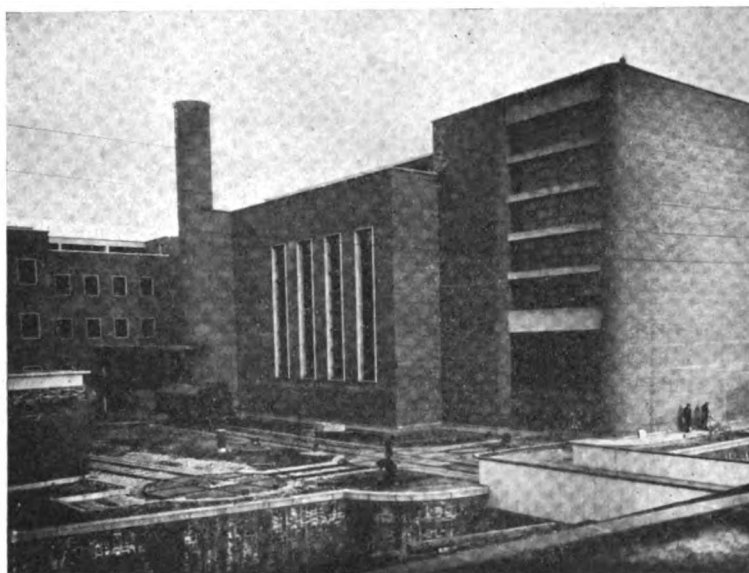



FIG. 1. — Veduta generale.

pore occorrente al riscaldamento preventivo dei treni e per il riscaldamento di tutti i fabbricati, nuovi e preesistenti.

Nella nuova costruzione si sono tenute scrupolosamente presenti le direttive autarchiche, installando dispositivi e griglie di modernissima fattura, atti a manipolare e bruciare il carbone delle miniere nazionali dell'Arsa.

Il fabbricato, di un'architettura sobria ed elegante, notevole per la sua mole e per l'armonica proporzione delle sue masse, sorge su un'area attigua a quella del piazzale viaggiatori, divisa da essa da un canale e congiunta al fascio dei binari di stazione mediante una piattabanda di travi annegate nel calcestruzzo, ed è costituito essenzialmente da un salone caldaie cui sono affiancati: dal lato del ponte, il locale di arrivo e manipolazione del carbone, e dall'altro lato, quello dei depuratori e pompe di alimentazione.

Al fabbricato della Centrale è annesso un ampio fabbricato per alloggi e per servizi ausiliari.

L'impianto è costituito: da tre caldaie, a vapore saturo a dodici atmosfere, tipo Tosi a tubi subverticali, identiche, alimentate attraverso un unico economizzatore a tubi lisci; di un impianto di manipolazione e trasporto del carbone fino in un silos sopraelevato per l'alimentazione delle griglie semiautomatiche « Stein », atte a bruciare il carbone « Arsa »; di un complesso di depuratori a fosfato trisodico e di un gruppo di pompe per l'alimentazione delle caldaie e per usi vari.

L'alimentazione dell'aria comburente e il tiraggio sono forzati a mezzo di elettroventilatori centrifughi. Un modernissimo sistema di istrumenti e di registratori permette un controllo completo di tutti gli organi.

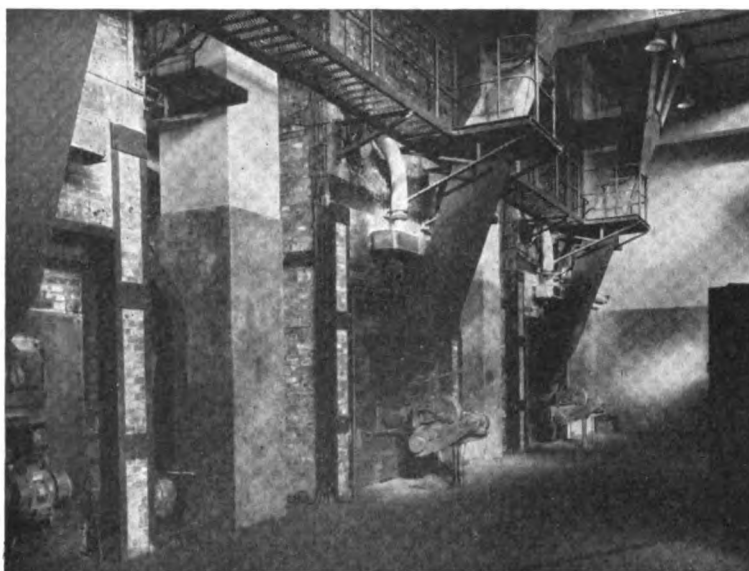



Fig. 2. — Sala caldaie - Lato griglie « Stein ».

Nella Tav. XIV diamo rispettivamente una pianta ed una sezione dell'impianto.

Il carbone giunge carico su carri e viene inoltrato, mediante un argano ed alcuni cilindri per il rinvio della fune e con l'ausilio di una piattaforma girevole, nell'apposito locale a fianco di una tramoggia, alta come un piano di carico, tramoggia in cui il carbone viene scaricato a mano.

Dalla tramoggia il carbone viene trasportato, mediante un nastro metallico snodato che chiude inferiormente la tramoggia stessa, a un elevatore inclinato che lo versa su un secondo nastro che serve per la cernita delle materie estranee, quindi cade nello sminuzzatore e poi al piede di un grande elevatore a tazze, alto circa 23 metri, il quale lo riversa su un nastro di gomma sovrastante il silos di raccolta.

Dal nastro di gomma il carbone viene deviato, mediante un carrello spostabile, e fatto cadere in quella zona del silos che si vuole riempire.

Il silos di raccolta è interamente metallico a forma paraboloidica e saldamente ancorato alle strutture di cemento armato, mediante lunghi bulloni passanti.

In corrispondenza di ciascuna caldaia si aprono, nella parte inferiore del silos, tre bocche, munite di paratoie, dalle quali si dipartono tre tubazioni convergenti in

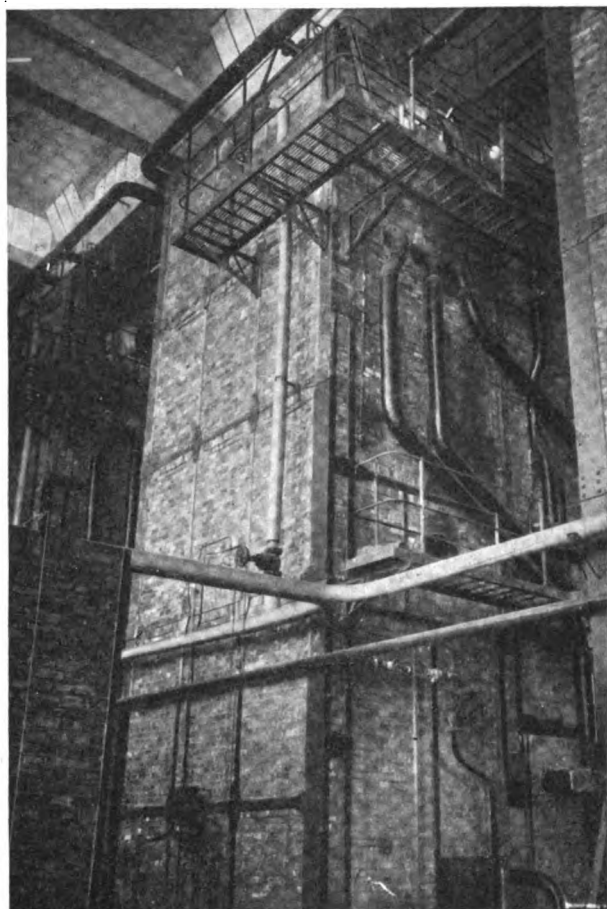



FIG. 3. — Sala Caldaie - Lato Economizzatore.

un'unica manica che conduce il carbone in basso fino alla tramoggetta di alimentazione della griglia automatica della caldaia stessa.

Tutte le tubazioni sono rivestite di ottone, la cui superficie lucida permette al carbone di scorrere con maggiore facilità.

Dalla tramoggetta della griglia, il carbone viene spinto, da un pistone, nel canale centrale della griglia stessa ed ivi distribuito in lunghezza da un'asta munita di appositi segmenti inclinati. Tutto ciò è chiaramente visibile nelle figure 4, 5 e 6, dalle quali si può facilmente rilevare come la griglia sia costituita, sui due lati del canale centrale, da una serie di piastrine di ghisa scanalate sui lati in modo che, combaciando, esse lasciano tanti piccoli canali nei quali l'aria penetra dal basso.

Ai lati delle piastrine scanalate se ne trovano altre due serie

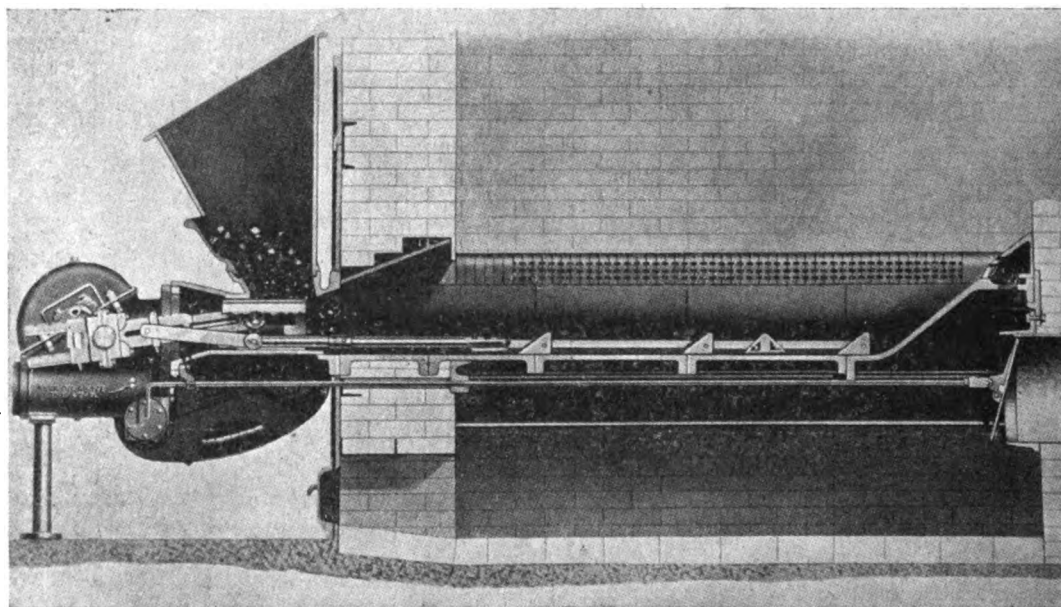



FIG. 4. — Griglia « Stein » - Sezione longitudinale.

fisse, quindi altre due serie montate ciascuna su un albero quadro girevole dall'esterno mediante un cricco a mano.

FIG. 5. — Griglia « Stein » - Sezione trasversale.

Le scorie si raccolgono su quest'ultime piastre, e, dopo essere state depauperate totalmente del Coke ancora ad esse frammisto, mediante un passaggio supplementare

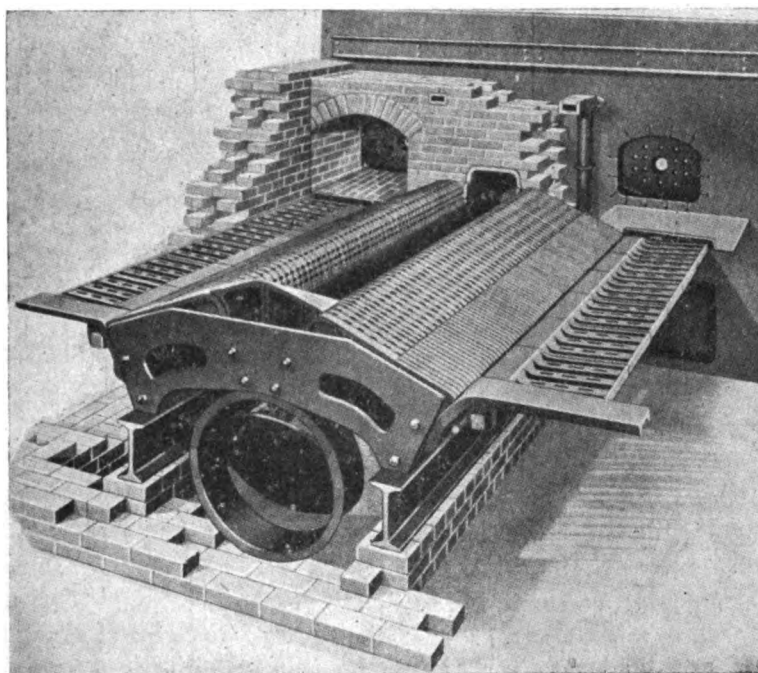



FIG. 6. — Griglia « Stein » - Vista obliqua.

d'aria indicato in figura 5, possono essere fatte cadere abbassando le piastre stesse col girare l'albero quadro summenzionato.

Il pistone è mosso a mezzo di una biella e di un eccentrico sul cui albero è calettata una grande ruota a denti elicoidali comandata, a mezzo di una vite senza fine e riduttore a catena, da un motore a velocità costante di costruzione speciale.

Il regolaggic si effettua con lo spostare uno scontro che permette una maggiore o minore corsa folle della boccola della testa di biella, boccola che è scorrevole sulla biella stessa foggiata a forchetta. Anche questo particolare è visibile in figura.

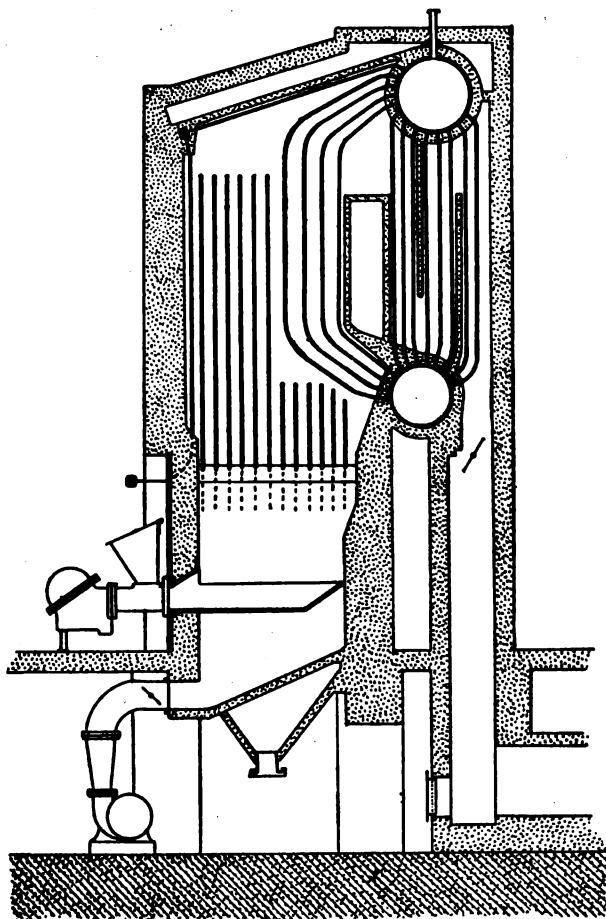



Fig. 7. — Schema della caldaia.

Pure il movimento dell'asta che distribuisce il carbone nel canale avviene a mezzo di una biella articolata sulla prima e regolabile con un secondo scontro, anch'esso spostabile.

Le griglie hanno una superficie di mq. 6 ciascuna.

Le scorie, in massima parte polverulente, si raccolgono in una tramoggia, sottostante alla griglia, chiusa in basso da una saracinesca manovrabile a mano e vengono allontanate facendole cadere su appositi carrelli muniti di chiusura antipolvere (vedi Tav. XIV).

Il carrello viene poi scaricato in una tramoggia sita in sala carbone, al piano del pavimento dello scantinato e le scorie vengono sollevate dal medesimo elevatore che serve per portare il carbone sul silos; quindi vengono fatte cadere in un silos di raccolta in cemento, donde, dopo un conveniente raffreddamento, vengono scaricate sui carri in sosta sullo stesso binario su cui si scarica il carbone.

L'impianto era stato previsto per funzionare con carbone minuto e polvere soltanto fino al 40 per cento, ma si è invece dimostrato atto a bruciare il cento per cento di polvere. Pertanto si brucia pura polvere, e, ciò facendo, si consegue lo scopo, puramente autarchico, di risparmiare il granitello ed il carbone in pezzatura più grossa a vantaggio di altri impianti che, fatti in altri tempi, non sono attrezzati per bruciare la polvere.

Le caldaie, di cui diamo uno schema in fig. 7, sono del tipo Tosi a tubi d'acqua subverticali del diametro esterno di mm. 83 ed hanno una grandissima camera di combustione, parallelepipeda, avente una base di m. 2,30 × 2,60, chè tali sono le dimensioni della griglia « Stein », per un'altezza di circa m. 8,50.

Tali dimensioni permettono un'ottima combustione dei prodotti volatili che il carbone « Arsa » contiene nella proporzione del quaranta per cento e più.

Le pareti sono schermate da tubi d'acqua, pure del diametro di millimetri 83, distanti fra gli assi di cm. 20, e sono rivestite, nelle pareti esposte direttamente al

fuoco, con una speciale muratura di « Silimanite », materiale particolarmente atto a resistere all'altissima temperatura di combustione ed all'altissima aggressività delle scorie del carbone « Arsa ».

I fumi vengono allontanati per mezzo di ventilatori a tiraggio forzato, dopo avere lambito un economizzatore a tubi lisci della superficie complessiva di mq. 192, composto di cinque gruppi, costituiti ciascuno da 4 file di 8 tubi, munito di raschiatore automatico della fuliggine.

Ciascuna caldaia può dare una produzione normale di 5800 Kg. all'ora di vapore con un rendimento dell'86 per cento e una produzione spinta continua di 6500 Kg./ora con un rendimento dell'85 per cento.

Il vapore prodotto viene convogliato a un gruppo di regolazione e distribuzione sito in un'apposita cabina. Detto gruppo è costituito da due rami identici composti ciascuno da una valvola automatica per la riduzione della pressione e da una valvola di chiusura, pure automatica, serviti da valvole di intercettazione e da passaggio diretto munito di valvola di sicurezza.

Ivi la pressione viene ridotta da 12 a 5 atmosfere.

Le tubazioni in partenza sono tre: una per il riscaldamento preventivo treni; una per i fabbricati e una per la squadra Rialzo e per la Cabina Apparati Centrali.

Normalmente si tengono in funzione due caldaie e la terza è di riserva.

La depurazione dell'acqua è effettuata a caldo in un depuratore Rossetti a due corpi cilindrici, del diametro di m. 3 alti circa m. 6. Nel primo di essi l'acqua bruta è trattata con solo calore a 80 ÷ 85 gradi, mentre nel secondo essa si mescola, per mezzo di un dispositivo automatico, a una soluzione di fosfato trisodico.

Al depuratore giunge poi, in modo continuo, un filo d'acqua dalle caldaie. Con questo dispositivo, oltre a tenere nel giusto limite la concentrazione di alcali in caldaia, si ricupera l'alcali stesso utilizzandolo come depurante.

I fanghi, che rappresentano la deiezione della depurazione, vengono allontanati dal fondo dei corpi cilindrici scaricandoli in un'apposita vasca di cemento donde vengono allontanati.

Il gruppo delle pompe è costituito da una pompa « Duplex » a vapore per il funzionamento normale e da tre gruppi elettropompa centrifughi, per tre portate differenti, che normalmente sono di riserva.

Il sistema di controllo è costituito dai seguenti apparecchi:

Per ciascuna caldaia:

un manometro indicatore della pressione; un indicatore di livello a quadrante con avvisatore acustico; un analizzatore elettrico dei fumi con relativo indicatore a quadrante; un misuratore tipo Venturi per il vapore erogato dalla caldaia, con indicatore a quadrante e totalizzatore a contagiri; un gruppo pressodeprimometro a tre scale per la misura della pressione d'aria sotto griglia, pressione o depressione in camera di combustione, depressione alla uscita della caldaia.

Per l'economizzatore e l'alimentazione:

un pirometro per la misura della temperatura dei gas all'ingresso dell'economizzatore ed uno all'uscita, muniti dei relativi quadranti indicatori; un termometro per la temperatura dell'acqua all'entrata dell'economizzatore ed uno all'uscita muniti

dei relativi quadranti indicatori; un deprimometro per la misura della depressione all'entrata dei fumi nell'economizzatore ed uno per quelli all'uscita; un misuratore tipo Venturi per l'acqua di alimentazione con relativo quadrante; un apparecchio indicatore-registratore della pressione ridotta.

Gli apparecchi indicatori e registratori su elencati sono centralizzati in sala caldaie su un unico quadro su cui si trovano anche i comandi dei ventilatori sottogriglia e dei motori delle griglie automatiche.

Nell'Ufficio del Capo-Centrale è stato poi centralizzato un complesso di registratori comandati elettricamente da quelle posti sul quadro suddetto.

In questo modo si ha un controllo completo di tutti gli organi in ogni momento.

L'analizzatore elettrico dei fumi è basato sul noto principio che un filo metallico aumenta di resistenza quando ne aumenti la temperatura. Ponendo allora due coppie di fili percorsi da corrente, una immersa in una corrente dei gas combusti, opportunamente filtrata, e una immersa nell'aria e montate tra loro in ponte di Weathstone, l'anidride carbonica contenuta nei gas, avendo una conducibilità calorifica superiore a quella dell'aria, fa sì che la coppia contenuta nei gas si raffredda più dell'altra squilibrando il ponte. Tale squilibrio provoca una corrente attraverso la diagonale del ponte stesso nella quale è inserito un galvanometro che darà una certa indicazione.

La taratura del galvanometro è fatta in percento di anidride carbonica.

Un altro indicatore, incorporato nel primo, ma comandato da un altro ponte, dà l'indicazione del per cento di incombusto ($CO + H_2$), sfruttando un principio analogo.

Completano l'impianto una piccola officina e un magazzino, alcuni locali per spogliatoi e doccie per il personale, una tettoia per il ricovero di circa 400 tonn. di carbone e tre binari serviti da due piattaforme girevoli.

Il movimento dei carri nel piazzale della Centrale è assicurato da un argano e da cilindri di rinvio di cui abbiamo già parlato.

Il fabbricato della Centrale, che ha un volume vuoto per pieno di mc. 20.000 circa, è a struttura a gabbia di cemento armato costituita da pilastri, travi di fondazione e travi di collegamento. I vani della gabbia sono riempiti di muratura piena rivestita all'esterno con listini di cotto.

Il fabbricato alloggi ha una cubatura di mc. 7.500 circa ed è in muratura piena poggiante su una fondazione continua. Anch'esso è rivestito con listini di cotto.

Tanto le travi di fondazione ed i pilastri del fabbricato della Centrale come le travi di fondazione del fabbricato alloggi poggiano su di uno spesso battolo di calcestruzzo in cui sono incorporate le teste dei pali di fondazione.

Per la palificata si sono adoperati complessivamente 7000 pali di larice lunghi in media sette metri e del diametro medio di 27 centimetri.

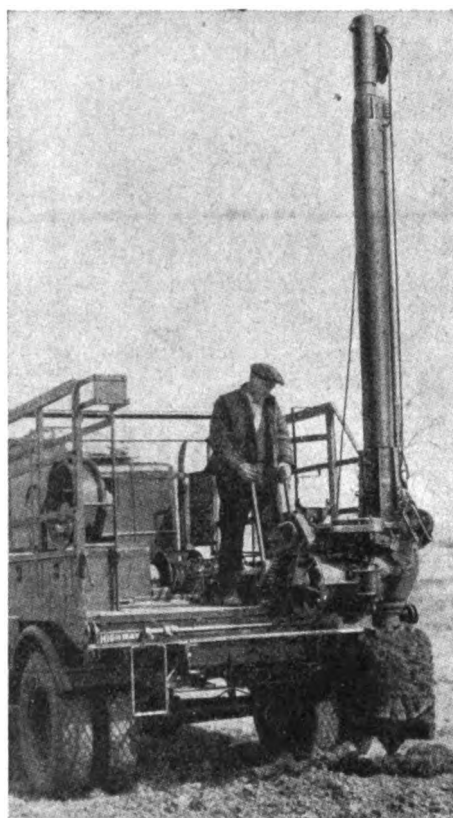
Il coronamento dei fabbricati, i contorni delle porte e delle finestre, le cordonate dei marciapiedi e quelle delle fondamenta, scale, ecc., sono in pietra di Spagnago martellinata all'esterno, lucidata all'interno dei fabbricati; la Sala Caldaie è rivestita di tesserine di ceramica.

L'impianto è in esercizio da due anni e dà risultati soddisfacenti sotto ogni punto di vista.

LIBRI E RIVISTE

La sigla (B. S.) preposta ai riassunti contenuti in questa rubrica significa che i libri e le riviste, cui detti riassunti si riferiscono, fanno parte della Biblioteca del Collegio Nazionale degli Ingegneri ferroviari italiani, e come tali possono aversi in lettura, anche a domicilio, dai Soci del Collegio, facendone richiesta alla Segreteria.

(B. S.) Locomobile per la posa di pali (*Elektrotech Zeitschrift*, 29 dicembre 1938).

Il meccanismo è montato sopra un camion oppure rimorchio a cingoli di 2 ½ a 3 t (figura) e consiste essenzialmente in un trapano per scavare fori, in un argano per avvicinare i pali ed in un albero per alzarli. Il ruotismo a vite perpetua, permette una rapida estrazione del trapano. Il mandrino è spostabile da ogni parte di 45°, specialmente indicato per fare fori di ancoraggio. Nella marcia di ritorno, esso scivola attraverso un tubo d'acciaio senza saldature. Il comando del motore del veicolo ha due velocità per la marcia in avanti e per la marcia indietro. La forza di trazione è di 1200 kg. e la fune è lunga 60 metri. Essendo il comando dell'argano indipendente da quello del trapano, si possono avvicinare i pali e contemporaneamente trapanare i fori. Col mandrino si fanno fori da *ca* 60 cm. di diametro e 2 metri di profondità e per maggiori profondità si usano prolungamenti. Si possono manovrare pali di 15 m. di lunghezza e 1100 kg. di peso. In favorevoli circostanze due operai montano più di 100 pali in 8 ore, con notevole risparmio di spesa. — G. M. Rossi.

Veduta posteriore del veicolo con trapano, albero e argano.

(B. S.) Locomotiva turbo-elettrica dell'Union Pacific (*Railway Age*, 24 dicembre 1938).

Questa macchina, della potenza di 5000 HP, è stata creata dopo due anni di lavoro degli ingegneri della U. P., per trainare convogli viaggiatori, di 12 vagoni, sulle pendenze del 22 ‰ e sui valichi superiori ai 2400 m., della linea che unisce Chicago con le coste del Pacifico, linea soggetta ad un clima le cui temperature variano da — 40° a + 35°.

Tale locomotiva, benchè di un tipo nettamente differente dalle altre, è costituita in ciascuno dei suoi elementi, da macchinario e materiale di noto e sicuro funzionamento. I vantaggi che essa presenta sono: un rendimento più che doppio al cerchione rispetto alle normali locomotive a vapore; una minore usura degli zoccoli dei freni e dei cerchioni di tutto il treno grazie alla frenatura elettrica; alti valori delle accelerazioni e decelerazioni permessi dal forte peso aderente; possibilità di percorsi di 800-1100 km. senza fermata; eliminazione delle corrosioni in caldaia

grazie all'alimentazione con acqua distillata in circuito chiuso; eliminazione di pesi mobili alterno.

La locomotiva è composta di due unità uguali (fig. 1), ciascuna della potenza di 2500 HP e del tipo 2-C-C-2. Per ognuna di esse la cassa è unica e la sua intelaiatura è unita ai carrelli a mezzo di ralle, sostegni laterali e collegamenti elastici e di richiamo molto serrati, per raggiungere sicurezza di marcia alle alte velocità. La struttura, in acciaio saldato e alluminio, è del tipo ad alta resistenza e leggerezza. La separazione delle ruote motrici in due carrelli permette che tra essi possa scendere la carcassa che contiene la caldaia. La macchina non è reversibile, essa è munita di freno pneumatico, elettrico e di un freno ad aria ad alta velocità; i singoli elementi di essa sono intercambiabili.

Il vapore è prodotto ad una pressione di 105 kg/cmq. e temperatura di 400°, da una caldaia tubulare Babcok e Wilcox creata in collaborazione con la G.E.C. Tale caldaia è a tubi d'acqua, a

FIG. 1.

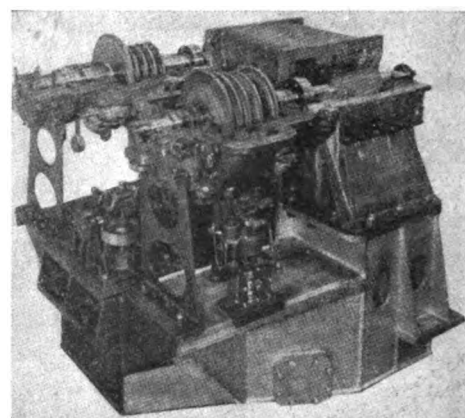



FIG. 2.

circolazione forzata e racchiude, in una struttura compatta, il forno, i surriscaldatori, l'economizzatore, il preriscaldatore e l'iniettore per combustibile liquido. Essa ha un appoggio su tre punti, rispetto al telaio, in modo da evitare azioni torsionali nei tubi per effetto dei moti della locomotiva. Il vapore necessario all'avviamento, per la polverizzazione e proiezione del combustibile, è fornito da una caldaia a gas di propano capace di produrre 45 kg/ora di vapore alla pressione di 5 kg/cmq.

Un gruppo di due turbine (fig. 2), ad alta e a bassa pressione, attraverso una riduzione di 1/10, trasmette il moto alla generatrice, ad un alternatore a 220 volt per i servizi ausiliari, e alla eccitatrice, a campo regolabile, la quale, durante la frenatura elettrica, alimenta il campo dei motori. Un gruppo ausiliario, composto di un motore di avviamento, di una turbina ausiliaria, di un ventilatore, di un alimentatore della combusione e di due pompe per l'acqua e per l'olio combustibile ,provede ad alimentare la caldaia con regolazione automatica in quanto la turbina ausiliaria, che muove il complesso, è azionata dal vapore di scarico della turbina principale. La lubrificazione è alimentata da una pompa mossa direttamente da un motore a c.c. a 120 volt. La turbina che comanda il ventilatore del condensatore è indipendente così da variare il numero dei giri con l'intensità di raffreddamento richiesta.

Il vapore di scarico, proveniente dall'alto dai tubo collettore, è condensato in batterie di tubi ad alette e l'acqua è raccolta in serbatoi a livello costante posti sotto la cabina. Di qui essa viene pompata in un serbatoio superiore da cui, per tracimazione, l'eccesso torna a quello inferiore, e dal serbatoio superiore è spinta da una seconda pompa alla bocca di aspirazione di una

terza pompa che, attraverso il preriscaldatore, l'economizzatore e il separatore di un ulteriore eccesso di acqua, la manda in caldaia. Da lì il vapore passa alle turbine e il ciclo si ripete.

Altri gruppi e dispositivi interessanti provvedono per il vapore e l'aria compressa necessaria ai vari servizi.

La regolazione della velocità di marcia è ottenuta variando il voltaggio fornito dalla eccitatrice a mezzo della regolazione di quest'ultima. Il banco di comando comprende tre manovelle, una per l'avviamento e la marcia, una per la frenatura, una per la marcia indietro che dà

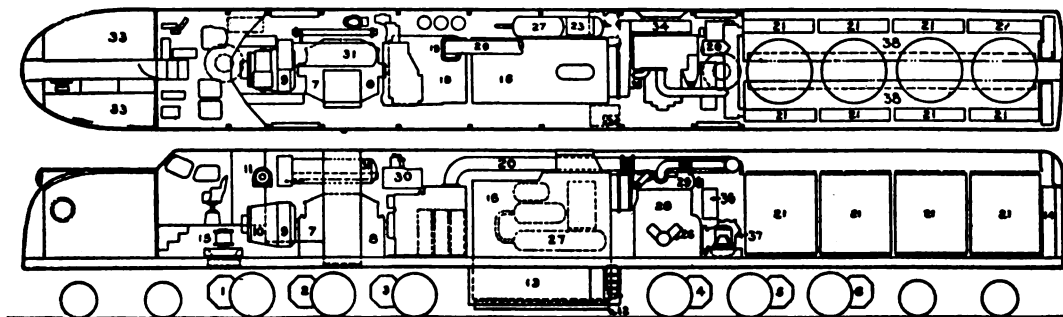



FIG. 3.

1-6. Motori trazione. — 7-8. Generatori principali. — 9. Alternatori. — 10. Eccitatrice. — 11. Batterie di carica. — 12. Resistenze dei freni. — 13. Contattori del controllo principale. — 14. Batteria. — 15. Ventilatori del motore di trazione. — 16. Caldaia. — 18. Turbina principale ad alte. — 19. Turbina principale a basse. — 20. Camera di scarico. — 21. Condensatore ad aria raffreddata. — 23. Serbatoio superiore dell'acqua condensata. — 25. Pompa d'alimentazione dell'acqua da 1500 W. — 27. Riscaldatore dell'acqua d'alimentazione. — 28. Caldaia ausiliare della turbina di manovra. — 29. Ventilatore di condensazione della turbina. — 30. Compressore. — 31. Evaporatore per il riscaldamento del treno. — 39. Serbatoio d'acqua di rifiuto. — 34. Ventilatore della caldaia. — 35. Separatore delle resistenze dei freni. — 36. Quadro di controllo delle caldaie. — 37. Ventilatore dei motori di trazione. — 38. Serbatoio dell'olio combustibile.

anche le combinazioni in serie e serie-parallelo dei motori. L'alternatore, oltre che all'energia per i ventilatori, provvede a quella dei circuiti di illuminazione e di servizio per il treno.

Un controllo automatico dei vari apparati e delle varie manovre di comando, richiama l'attenzione del macchinista, a mezzo di un colpo di gong e di lampi di luce, ogni qual volta il funzionamento di essi non sia regolare.

Diamo alcune caratteristiche di ciascuna unità:

Peso per asse motore	25,8 Ton.
» totale	240,0 »
Diametro ruote portanti	0,915 m.
» » motrici	1,117 »
Lunghezza fuori tutto	27,54 »
» base rigida	4,06 »
Altezza massima	4,59 »
Rapporto di trasmissione dei motori	65/31 = 2,097
Velocità massima	201 km/ora

W. TARTARINI.

(B. S.) Prove di sviamento sulle ferrovie del Sud-Africa (*The Engineer*, 25 novembre 1938).

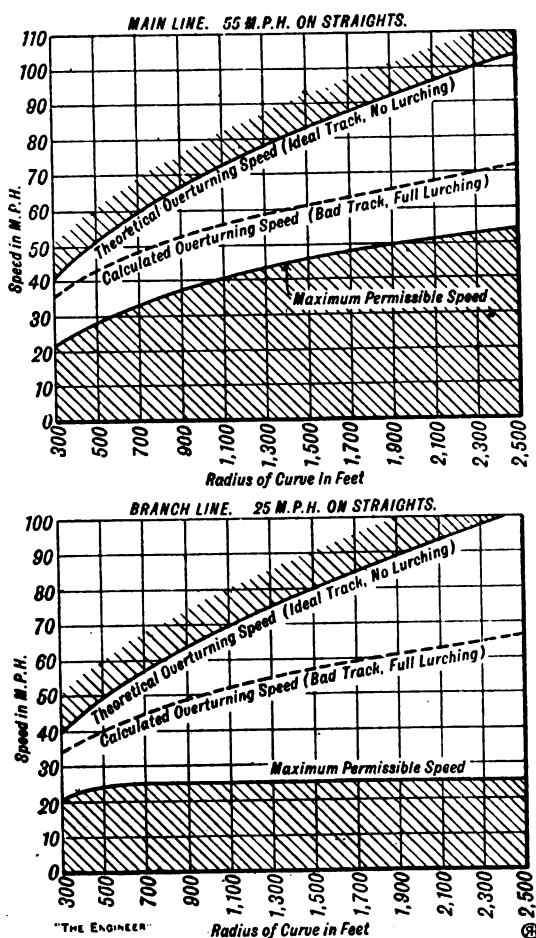
Sulle ferrovie del Sud-Africa si sono prodotti, negli anni passati, numerosi deragliamenti che hanno gettato un certo discredito sull'efficienza dei loro impianti e della loro organizzazione tecnica, ma hanno dato luogo ad una serie di indagini sperimentali di particolare interesse.

Da una prima sommaria inchiesta, l'Amministrazione ritenne che la responsabilità dell'accaduto dovesse addossarsi ai conducenti delle locomotive che impegnavano le curve a velocità notevolmente maggiori di quelle prescritte.

La rete ferroviaria Sud'Africana è a scartamento ridotto di 97 cm. con curve di piccolo raggio — fino a 90 m. — ed è percorsa da veicoli aventi il baricentro relativamente alto sul piano del ferro. Sulle linee princiali le curve più strette vennero munite di controrotaie e all'inizio di tutte le curve fu collocato un cartello indicatore della massima velocità ammessa su di esse. Nonostante questi provvedimenti iniziali per evitare il ripetersi di gravi incidenti, il 21 di-

cembre 1936 si verificò il deragliamento del treno viaggiatori Port Elisabeth-Capetown su una curva di 200 m. di raggio, deragliamento nuovamente attribuito ad eccesso di velocità. Questo grave incidente eccitò assai sfavorevolmente i sentimenti del pubblico viaggiante nei confronti dell'amministrazione ferroviaria ed indusse quest'ultima ad allestire una serie di esperienze per studiare a fondo la materia.

Lo scopo ultimo delle prove — di cui riferiamo i punti più importanti — era quello di determinare sperimentalmente la velocità limite alla quale si sarebbero verificati i deragliamenti di diversi tipi di veicoli e di una locomotiva, su una curva di raggio determinato.

In via preventiva si procedette alla verifica dei valori della massime velocità ammesse sulle curve, facendo riferimento a veicoli col baricentro a circa 2 m. sul piano del ferro compilando i due diagrammi della figura. Il primo si riferisce a linee principali sulle quali è ammessa, in rettifilo, una velocità di 55 miglia orarie e il secondo a linee secondarie con massima velocità in rettifilo di 25 miglia. La linea superiore dei due diagrammi rappresenta il valore della velocità di deragliamento in funzione del raggio della curva, supposto il binario in ottimo stato di manutenzione ed escludendo l'effetto dei moti di rullio e di beccheggio; la seconda rappresenta la stesa quantità supposto il binario in cattivo stato e quindi tenendo conto dei moti anormali suddetti; quella inferiore infine rappresenta la massima velocità ammessa dalle prescrizioni di esercizio. Come si vede, quest'ultima è notevolmente inferiore alle altre ed il margine di sicurezza è notevole. Il calcolo delle due prime velocità è stato eseguito con la seguente formula:

$$\left[\frac{H}{v\,W} + \frac{1}{14{,}97\,R}\left(\frac{h}{G}\cos\theta - \frac{\operatorname{sen}\theta}{2}\right)\right] V^2 + \frac{11}{270\,\pi\,d}\,V - \left(\frac{h}{G}\operatorname{sen}\theta + \frac{\cos\theta}{2}\right) = O$$

nella quale:

W è il peso del veicolo in esame;
V è la velocità di deragliamento;
h è l'altezza del baricentro sul piano del ferro;
G è lo scartamento del binario;
θ è l'angolo di inclinazione trasversale del piano del ferro;
d è il diametro delle ruote;
H è la forza viva delle masse dotate di moto alterno su un solo lato della locomotiva;
v è la velocità corrispondente ad H.

(tutte le misure sono in unità inglesi). Il termine $\frac{11\,V}{270\,\pi\,d}$ rappresenta l'effetto dei moti anormali, che è diverso nei due casi, corrispondenti alle due curve.

Le determinazioni sperimentali furono eseguite sopra un tratto di linea in discesa del 25 per mille in cui fu inserita una curva di 90 m. di raggio munita di controrotaie e con pendenza del

12 per mille circa. Il metodo impiegato fu di portare i veicoli sulla linea in pendenza del 25 per mille e di abbandonarli ad una distanza, dall'inizio della curva, tale che la velocità acquistata in quel punto per effetto della gravità, avesse un valore voluto. Aumentando gradatamente detta distanza aumentava anche il valore della velocità all'inizio della curva e per piccoli incrementi successivi si poteva raggiungere il valore al quale avveniva il deragliamento.

Quando il veicolo oltrepassava la curva senza deragliare, andava a fermarsi sopra un tratto di binario in forte salita. Per la registrazione della velocità dei veicoli nell'istante in cui questi impegnavano la curva, venne usato un « chimografo », apparecchio registratore di spazi e tempi simultanei, mediante speciali disposizioni di contatti elettrici. Per la registrazione del moto e del comportamento dei veicoli sperimentali sulla curva, venne usata una macchina da presa cinematografica ultra rapida (velocità: 600 fotogrammi al secondo) ed una macchina accessoria a velocità di 64 fotogrammi al secondo. I veicoli impiegati per le esperienze, isolatamente o riuniti a formare un treno, furono carri frigoriferi, per cereali e per pesce fresco.

Si poterono così eseguire 21 serie di corse di prova dalle quali si trasse, in definitiva, la conclusione che le velocità alle quali si verifica il deragliamento, sono costantemente e nettamente superiori a quelle calcolate come detto sopra, confermando così la responsabilità del personale.

La linea sperimentale è stata costruita con cura eccezionale in modo da ridurre al minimo i moti di rullio e di beccheggio all'istante dell'entrata in curva. In qualche caso poi, vennero invece provocati violenti moti anormali rendendo molto cedevole un breve tratto di rotaia.

I risultati comparativi di questi due tipi di prove farebbero pensare che i moti anormali di rullio e di beccheggio avessero scarsa influenza sulla velocità di sviamento.

Le prove hanno poi dimostrato che un veicolo isolato svia ad una velocità assai minore che non quando fa parte di un intero treno. Questo fatto si spiegherebbe ammettendo che tutti i veicoli di un treno esercitano, uno sull'altro, un'azione di natura stabilizzatrice.

Alle conclusioni cui sono giunti gli sperimentatori si possono muovere alcune obiezioni. Anzitutto occorre ritornare sull'affermazione che imoti di rullio e di beccheggio abbiano scarsa importanza sul valore della velocità a cui si verifica il deragliamento. Si può supporre che le oscillazioni dovute ai difetti della via non abbiano tempo di svilupparsi prima che la forza centrifuga faccia deviare il veicolo. Inoltre si deve notare che la locomotiva non trainava il treno, ma che si muoveva per effetto della gravità come i veicoli che la seguivano e ciò provocava l'inversione di molte delle azioni tra veicolo e binario.

Infine nessun riferimento è fatto allo schema di rodiggio e alle particolarità costruttive dei veicoli e della locomotiva, le quali possono avere influenza sulla facilità o meno che avvenga il deragliamento. — Ing. LUIGI LA MAGNA.

(B. S.) Trasporto, conforto e velocità (*Engineering*, 21 ottobre 1938).

Un recente esperimento eseguito da una Compagnia di strade ferrate inglese con la formazione di un treno rapido di vetture passeggeri di 50 anni addietro, ha voluto dimostrare al pubblico l'enorme progresso; ma l'A. teme che ciò serva a porre maggiormente in risalto la diversità di trattamento alle diverse linee, ed invogli il pubblico ad essere troppo esigente.

L'A. porta come esempio, quanto già si è fatto negli S. U. A., ove per rimediare alla costante diminuzione di viaggiatori, si cerca di attivare il traffico offrendo loro un massimo di conforto, paragonabile a quello dei grandi alberghi di lusso (arredamenti molto superiori a tutto quanto si è fatto in Inghilterra, i pranzi serviti « alla carta » invece che « alla tavola comune », musiche, trattenimenti e personale diligente ed accurato; ciò influisce naturalmente sui costi, con ripercussione generale su tutte le tariffe, tanto più che solo un ristretto pubblico può giovarsi di simili treni.

Consiglia invece, di andare incontro alla massa dei viaggiatori, migliorando, con minor spesa, l'attrezzatura di tutte le vetture, come sedili, illuminazione, riscaldamento. In quanto al miglioramento del comportamento di tutto il personale, egli dice che vi sarebbero, forse da fare sforzi per ottenere un miglioramento della media generale, senza arrivare agli eccessi americani.

In quanto alla velocità, si fa notare la forte concorrenza alle ferrovie dei più moderni mezzi di trasporto, (autocarri, aeroplani, grandi navi, posta, telefono e telegrafo) concorrenza che non si può eliminare. Si cita l'esempio del « Convegno di Monaco » che senza questi mezzi di comunicazione non sarebbe stato possibile e si ritiene che anche in avvenire la velocità possa divenire un fattore molto importante per eliminare malintesi internazionali.

L'A. fa però osservare che con la velocità eccessiva si rischia, per ragioni evidenti, di non osservare la puntualità, che è certamente il fattore più importante nel servizio ferroviario. Non ci si meraviglia se in Germania e in Francia si siano ridotte le velocità in alcuni rapidi e che anche in Inghilterra si tenda a seguirne l'esempio.

Altrettanto si può asserire del traffico stradale. Se anche con conducenti temerari, sono, per brevi tratti, possibili velocità di oltre 100 miglia, l'A. mette in dubbio che simili velocità siano praticamente richieste È sempre preferibile il miglioramento della media velocità. Troppe vite umane e perdite di materiale si ascrivono all'ebbrezza della velocità.

L'A. consiglia di organizzare il problema del traffico sulla base del costo dell'esercizio e non su quella delle velocità e di considerare la nazionalizzazione del traffico, per evitare inutile spreco di energie ed una concorrenza non economica. La esagerata velocità è la causa dello sconvolgimento del moderno modo di vivere. — G. M. Rossi.

(B. S.) Nuovo carro piatto della portata di 180 tonnellate (*Railway Age,* 28 gennaio 1939).

Il nuovo veicolo è stato costruito dalla « Pennsylvania » nelle proprie officine. Il telaio è costituito da un getto unito d'acciaio al quale sono chiodate le lamiere costituenti la piattaforma.

(B. S.) Una nuova locomotiva Beyer-Garrat 2-D-1 + 1-D-2 per le S.A.R. (*Railway Gazette,* 9 dicembre 1938).

Sulla linea Johannesburg-Zeerust-Mafeking, che s'innesta a 36 km. ad owest di Johannesburg sulla Johannesburg-Kimberley, si hanno difficili condizioni di tracciato, con pendenze del 25‰, curve di 150 m., con armamento da 27,2 kg./ml. su semplice binario a scartamento di m. 1,06. Queste caratteristiche avrebbero dovuto essere modificate mediante correzione del tracciato, ampliamento della sede e rinforzo dell'armamento per far fronte al crescente traffico sulla linea. Ma ciò avrebbe portato una congestione ed un rallentamento nei trasporti a causa dei lavori, onde si è provveduto alle crescenti esigenze del movimento con l'adozione di nuove locomotive Beyer-Garrat, tipo 2-D-I+I-D-2, le quali, permettendo composizioni di 750 tonn., hanno consentito un aumento del 50 % nella potenzialità della linea.

Queste macchine (fig. 1) con pressioni pari al 75 % e 85 % di quelle di caldaia, sviluppano sforzi di trazione di 27.500 e di 31.200 kg., mai raggiunti su armamenti similiari, i quali sforzi sono trasmessi al gancio portando il carico sugli assi motori a 15 tonn. Dovendosi utilizzare per lungo tempo sulla linea una notevole potenza, si è aggiunto alla locomotiva un carro serbatoio grazie al

quale, insieme alla alimentazione automatica del fuoco, la caldaia può sopperire, senza riforni menti, per 75 minuti, alla massima produzione di vapore. Nella costruzione, eseguita in 16 esemplari, sono stati applicati dispositivi e strutture che accoppiano alle caratteristiche del tipo Beyer-

FIG. 1.

Garrat le qualità richieste dalla pratica nell'esercizio del Sud-Africa e utilizzano elementi intercambiabili con altre locomotive in servizio.

La caldaia è portata da una intelaiatura che poggia, con la estremità posteriore, su di una articolazione a perno piano e, con quella anteriore, su di un perno emisferico. Ciò consente la

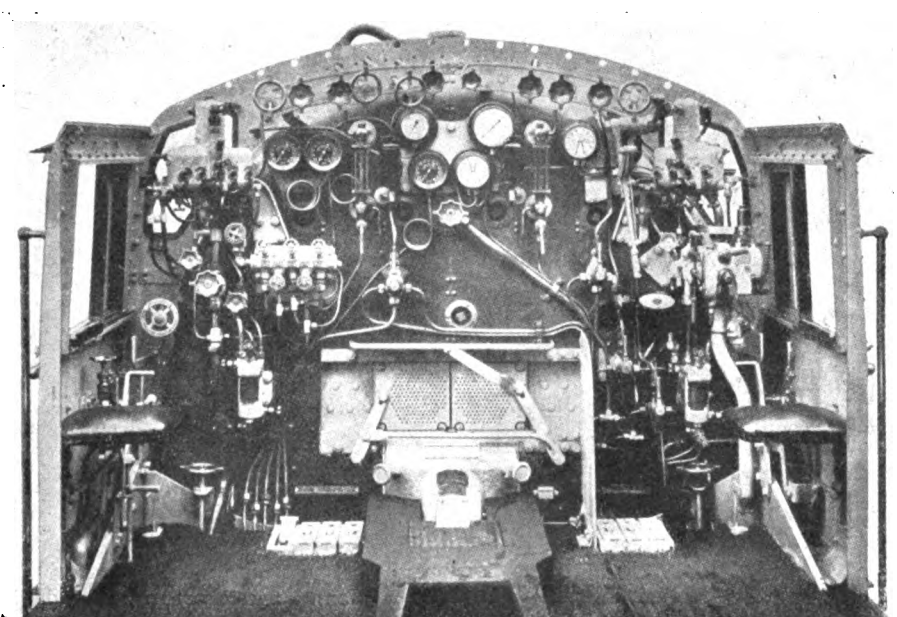



FIG. 2.

marcia su curve di m. 85 con sopraelevazioni di 11 cm., senza particolari sollecitazioni. Il forno, a cielo curvo con due sifoni e due tubi laterali di circolazione, presenta una superficie complessiva di riscaldamento di 25,18 mq. La griglia ha un'area di 5,88 mq., ed è divisa in sei elementi che possono essere scossi separatamente per mantenere nei vari punti una buona attivazione del fuoco, sopratutto se alimentato dal combustibile minuto proiettato dall'alimentatore. I tubi riscaldatori sono 50 da 132,4 mm. (esterno) e 255 da 50,8, con una lunghezza di 4,127 m. e sviluppano una superficie di 257,42 mq. Quelli surriscaldatori hanno un diametro di 38 mm. e sviluppano una superficie di 71,52 mq. Il corpo cilindrico ha un diametro di m. 2,18 pur avendo l'asse ad un'altezza di m. 2,59 sul piano del ferro, ed è costituito, come il forno, di lamiere di acciaio al Nikel. La pressione di caldaia è di 14 kg./cmq.

Le ruote motrici hanno un diametro di m. 1,37, maggiore di quello usuale per le Garrat, quelle dei carrelli m. 0,72 e quelle degli assi interni m. 0,864. Gli assi sono muniti di cuscinetti

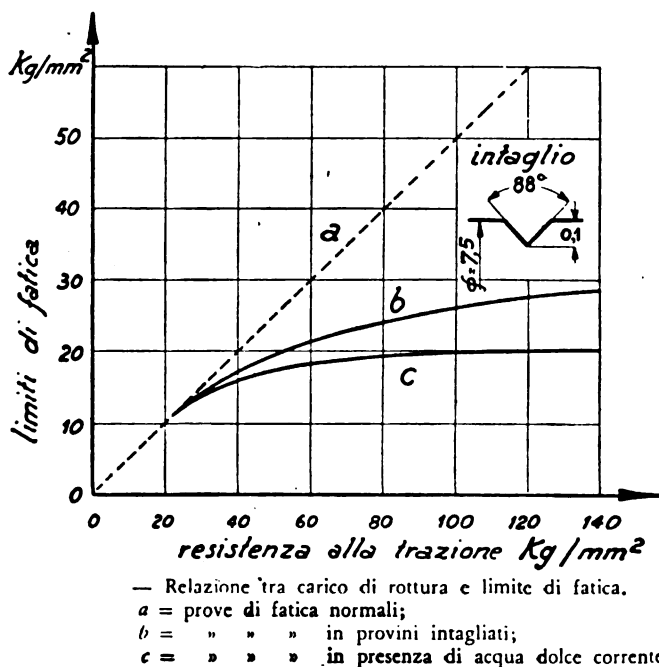
a rulli e la lubrificazione è a pressione. Il rodiggio è frenato da un freno a pressione e da un freno a vuoto.

I cilindri, di 520 × 660 mm., sono fusi in blocco con ognuna delle metà del telaio del carro, le quali sono unite insieme formando un tutto compatto. Il distributore cilindrico è azionato da una distribuzione Walschaerts, il cui comando è fatto a vapore. La percentuale di equilibramento delle parti mobili è del 25 %.

La cabina porta numerosi accessori e organi di comando (fig. 2). Interessante è l'alimentatore automatico del fuoco, disposto in modo da creare il minimo ingombro nella piattaforma, il quale provvede, con quattro getti, a distribuire il combustibile sui quattro quadranti della griglia e, con un quinto, al carbone fino. Esso permette che in un'ora vengano bruciati fino a 6800 kg. di carbone, pari a un regime di 1160 kg./mq. La lubrificazione è fatta da due lubrificatori sistemati ai due lati della boccaporta. Quello sistemato a sinistra ha cinque alimentatori uno dei quali provede alla lubrificazione dell'alimentatore del fuoco. L'altro lubrificatore ha quattro alimentatori.

Il peso della locomotiva è di 177 tonn. con una provvista di 6 mc. di acqua e di 10 tonn. di carbone; il carro serbatoio pesa altre 48 tonn. e porta 25,5 mc. d'acqua. La lunghezza tra i respingenti è di m. 28,37 per la sola locomotiva e di m. 40,52 dell'insieme di essa e del serbatoio. — W. Tartarini.

La corrosione dei metalli e l'indebolimento delle strutture (*L'Ingegnere*, 15 dicembre 1938).

I metalli in genere e il ferro e l'acciaio in particolare sono soggetti ad una continua opera di corrosione che esige spese ingenti e speciali accorgimenti per arginarne gli effetti distruttivi sulle strutture. Uno degli aspetti del problema della corrosione è l'acceleramento della fatica dei metalli e l'abbassamento dei limiti di resistenza alle sollecitazioni dinamiche per effetto della corrosione stessa. Il progresso tecnico e le ragioni autarchiche richiedono ai materiali metallici a nostra disposizione sforzi sempre maggiori, ed è quindi necessario calcolare i pezzi per le reali sollecitazioni d'impiego allo scopo di conseguire la necessaria sicurezza, il massimo rendimento e il minimo peso.

— Relazione tra carico di rottura e limite di fatica.
a = prove di fatica normali;
b = » » » in provini intagliati;
c = » » » in presenza di acqua dolce corrente.

Hanno perciò assunto grande importanza le prove dinamiche con sollecitazioni ripetute e alterne, dette prove di fatica e cioè: flessione rotante, trazione e compressione, torsione alterna, flessione alterna, urti ripetuti, che costituiscono un necessario complemento alle prove statiche e di resilienza. Il limite di fatica, cioè quel carico che, anche dopo alcuni milioni di sollecitazioni di flessione rotante, non produce nessuna rottura è una frazione del carico di rottura, circa 0,5 R. Questo valore è attendibile però solo in alcuni casi ed è fortemente influenzato dai trattamenti termici. Lo studio dell'affaticamento dei metalli ha condotto a tenere conto dell'infuenza grandissima che su tale fenomeno esercitano la corrosione e la presenza di intagli superficiali. L'espressione 0,5 R ha solo valore per provini lisci e puliti; per la presenza di un intaglio la relazione stessa assume l'andamento della curva *b* (figura) in cui si nota l'in-

sensibilità sempre maggiore del limite di fatica su provini intagliati la cui curva tende a diventare quasi orizzontale e a rimanere praticamente quasi costante anche con l'aumentare del carico di rottura a trazione.

L'effetto dell'intaglio, spiegato con il concentramento degli sforzi nel fondo dell'intaglio stesso, con lo spostamento della ripartizione delle sollecitazioni, è stato studiato in molti suoi aspetti da vari sperimentatori.

In tale questione la forma dell'intaglio ha una grande importanza; inoltre lo stesso effetto dell'intaglio può anche essere dato da un graffio, un colpo d'utensile, un segno di tornio, oppure un foro, un raccordo a spigolo vivo, una variazione di sezione, ecc.

Se il provino non ha intagli, ma le sollecitazioni hanno luogo in presenza di acqua dolce corrente, la curva di corrosione e fatica rispetto al carico di rottura assume un andamento del tutto simile alla precedente: si ha cioè un *livellamento* dei limiti di fatica, anche per materiali ad elevato carico di rottura (curva *c* della figura).

E' facile quindi comprendere come una leggera fessura, una vaiolatura provocata dalla corrosione abbia un effetto simile ad un intaglio, come è dimostrato dalla somiglianza delle curve *b* e *c* della figura: la presenza contemporanea di uno sforzo di fatica e di uno mezzo corrosivo, sia pur blando, causerà un acceleramento dei fenomeni.

L'effetto della *corrosione preventiva* è quindi molto notevole: esso è spiegato con il peggioramento, sia pur lieve, dello stato superficiale dei provini. Una degradazione ancor più forte si ha qualora la prova di fatica avvenga alla presenza di un mezzo corrosivo.

Solo gli acciai inossidabili risentono meno del fenomeno di corrosione e fatica ed assumono sotto questo aspetto una particolare importanza quali materiali da costruzione.

Non conviene allora porre in opera acciai speciali costosi, per i quali fabbricazione, trattamento e collaudo richiedono cure e spese rilevanti, se il loro limite di fatica si abbassa, in presenza di acqua semplice, al livello di quello degli acciai comuni. Ciò vale per le bielle dei motori Diesel, per parti di pompe, di motori, che lavorino dinamicamente a contatto con acqua.

E' da aggiungere che l'aria stessa, specie se umida, e salmastra od inquinata da fumi e da residui industriali, può dare origine a fenomeni analoghi.

L'influenza dannosa dell'azione contemporanea degli sforzi dinamici ripetuti e della corrosione viene spiegata come segue:

Una volta iniziatasi una leggerissima incrinatura di fatica superficiale, la sua propagazione verso l'interno, estremamente lenta in condizioni normali, sarà facilitata ed accelerata dalla presenza di agenti corrosivi, anche se blandi come l'acqua corrente.

Infatti la presenza di una incrinatura dà origine ad una coppia elettrolitica per aerazione differenziale, ove il fondo della incrinatura assume comportamento anodico e subisce la corrosione.

Inversamente, la formazione, ad opera della corrosione, di piccole discontinuità superficiali porterà ad un concentramento di sforzi appunto in tale discontinuità, di modo che l'incrinatura avrà ivi un più rapido inizio e una più celere propagazione.

Un'altra ipotesi spiegherebbe invece i fenomeni di « corrosione e fatica » con il fatto che la formazione di pellicole superficiali protettive, che hanno tanta influenza sul decorso dei fenomeni di corrosione, verrebbe impedita o almeno disturbata dalla presenza di sollecitazioni dinamiche.

Il fenomeno della carrosione e fatica è tuttora poco chiaro ed assai incompiutamente spiegato; la sua importanza è, pertanto, troppo evidente perchè la moderna tecnica costruttiva possa non tenerne conto. E' ormai tempo che i risultati, le conclusioni di tanti anni di esperienze, escano dai limiti ristretti dei laboratori metallurgici per affrontare il vasto pubblico degli ingegneri e dei costruttori.

La diminuzione percentuale del limite di fatica in acqua, rispetto a quello in aria, varia all'incirca come dalla seguente tabella da cui si vede il buon comportamento degli acciai inossidabili:

MATERIALE	R Kg./mmq.	Limiti di fatica		Diminuzioni %
		in aria	in acqua	
Acciaio al carbonio trattato	72,1	36,4	12,6	65
Acciaio al Cr-Ni	91,0	42,0	14,0	67
Acciaio al Cr-No trattato	82,6	38,5	12,6	67
Acciaio inossidabile al 12% di Cr.	62,3	36,7	24,5	33
Acciaio inossidabile al 28% di Cr.	56,0	30,8	27,3	11
Acciaio inossidabile al Cr-Ni (18-8)	87,5	37,8	33,2	12
Ottone	49,7	10,8	8,4	23
Alluminio	11,9	4,9	0,7	86
Duralluminio	48,3	12,2	5,2	57

Per difendersi da questo fenomeno esistono però anche altri mezzi come protezioni superficiali delle superfici metalliche, aggiunta ai mezzi corrosivi (acqua di raffreddamento ecc.) di inibitori e correttivi.

Inoltre è necessario tenere debito conto dell'influenza del disegno e degli inviti a rottura su parti in movimento o comunque sottoposte a sollecitazioni dinamiche: gli acciai speciali dànno ottimi risultati, purchè vengano impiegati nelle migliori condizioni. — La Magna.

(B. S.) Locomotive Diesel e locomotive a vapore con direttissi ni (*Railway Age*, 19 novembre 1938)

L'A. esamina il costo di primo impianto, le spese d'esercizio e di manutenzione della linea ferroviaria Chicago-Los Angeles con treni direttissimi e con diversi tipi di locomotive.

Su questo percorso, di 2227 miglia, sono in servizio locomotive elettro-Diesel e locomotive a vapore ed il viaggio viene effettuato in 39 ore e ¾.

La prima elettro-Diesel, entrata in esercizio verso la fine del 1935, è di 3600 HP per una velocità massima di 98 miglia p.h con carrelli a 4 ruote, ma per ridurre il carico sugli assi, la seconda elettro-Diesel, pure di 3600 HP, venne costruita con carreli a 6 ruote e velocità massima di 118 miglia. Le locomotive a vapore, in esercizio sulla stessa linea, hanno caldaie in acciaio al nichel, per pressioni di 300 lb per pollice quadrato e sono dei due tipi 4-6-4 e 4-8-4, la prima di 4300 HP e velocità massima di 100 miglia p. h, la seconda di 5740 HP è 90 m. per ora.

Queste velocità, hanno richiesto lavori di adattamento della sede ferroviaria e l'impianto di stazioni di rifornimento. Sulle elettro-Diesel si dovette migliorare la ventilazione per il raffreddamento dei motori e la filtrazione dell'aria di combustione, per ridurre il logorio degli stantuffi. Oltre ai cuscinetti a rulli fu necessaria l'introduzione della lubrificazione forzata. Le ruote delle elettro-Diesel sono state eseguite in acciaio speciale, per consentire maggior resistenza all'elevato sforzo di frenatura.

Mentre con le locomotive elettro-Diesel si può fare tutto il percorso con la stessa macchina, con quelle a vapore si deve fare il cambio del tipo 4-6-4 col tipo 4-8-4 per poter superare il tratto da La Junta, Colo, a Los Angeles, che è montagnoso.

La locomotiva elettro-Diesel con carrelli a 6 ruote pesa 583.400 lb mentre quelle a vapore compreso tender del tipo 4-6-4 pesa 808700 lb e quella tipo 4-8-4 pesa 895900 lb.

I costi sono approssimativamente: per le locomotive elettro-Diesel da $ 100 a 110 per HP nom. e per quelle a vapore, da $ 39,50 a 35,40 per HP ind..

Le locomotive elettro-Diesel richiedono due persone per la manovra ,alle quali solo per un primo tempo è stato aggiunto un assistente. Col rapido di Santa Fè queste locomotive hanno percorso una media di 18500 miglia mensili ed alcune hanno raggiunto 27000 miglia, mentre quelle a vapore hanno fatto una media di 12400 miglia mensili ed alcune hanno raggiunto 18600 miglia.

Le locomotive elettro-Diesel hanno richiesto minime spese e perdite di tempo per le riparazioni potendo fare uso di scorte sempre pronte. Con queste locomotive i treni iniziano facilmente e senza scosse la marcia, raggiungendo in breve tempo le massime velocità e da queste possono bruscamente arrestarsi. Le locomotive a vapore, invece, possono mantenere, anche su sensibili salite, forti velocità. La locomotiva elettro-Diesel con carrello a 4 ruote traina treni di 7 comuni vagoni del peso totale di 916 t, compresa la locomotiva, ossia 510 lb per HP. Quella con carrello a 6 ruote, traina treni con 9 vagoni del tipo più leggero « Budd », del peso totale di 780 t, cioè 438 lb p. HP.

Le locomotive elettro-Diesel richiedono, fra Chicago e Los Angeles, due rifornimenti di nafta e tre d'acqua, in stazioni diverse; quelle a vapore richiedono dopo ogni 200 miglia il rinnovo della provvista d'acqua, oltre a due rifornimenti di nafta, per le prime 991,7 miglia ossia sino a Junta, dove la locomotiva del tipo 4-6-4 viene sostituita con quella tipo 4-8-4 e per il rimanente tratto sino Los Angeles, di 1235,6 miglia richiede altri due rifornimenti di nafta.

La nafta per i Diesel, è la qualità Saybolt Universal, di densità 28 e viscosità fra 26 e 38, mentre quella per le locomotive a vapore, è un residuo di raffineria, la Bunker C, usata negli S.U.A. La prima costa 1,8 volte più della seconda, però se ne fa un consumo di appena il 30 %, in confronto a quello per le locomotive a vapore. Invece la lubrificazione delle elettro-Deisel, per qualità e quantità di lubrificante, risulta più costosa.

La locomotiva elettro-Diesel è provvista di un bollitore per la produzione di vapore necessario di inverno per il riscaldamento e d'estate per il raffreddamento. Tutto l'allestimento è ancora in via di perfezionamento per poter ridurre ancora di più le spese di manutenzione, già oggi notevolmente inferiori nelle elettro-Diesel, specialmente per le lunghe corse direttissime e per le manovre in stazione.

Il conduttore delle elettro-Diesel sta davanti con libera visuale da ogni parte.

Sarebbe opportuno aumentare la potenza delle elettro-Diesel, possibilmente senza aumentarne il peso, per poter superare anche con forte carico e sufficiente velocità le maggiori pendenze. In tal caso aumenterebbe notevolmente il rendimento di esse, compensando le maggiori spese richieste per il primo impianto. Queste spese, del resto, potrebbero essere di molto ridotte, se la linea ferroviaria venisse esercitata con sole locomotive elettro-Diesel. — G. M. Rossi.

(B. S.) Punti di vista americani sul comportamento delle lunghe rotaie saldate (*Zeitung des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen*, 6 ottobre 1938).

Il problema delle lunghe rotaie saldate assilla sempre più fortemente gli ingegneri della linea.

Un tecnico tedesco, lo Schneider esamina ora un articolo apparso su una rivista americana (Proceedings of the American Society of Civil Engineers, febbraio 1937), a firma di un certo ing. Africano, nel quale è esposto un calcolo tendente a determinare in che modo, nei binari con lunghe rotaie saldate, le variazioni di lunghezza dovute alle variazioni termiche sono constrastate dalle resistenze e quali tensioni interne nelle rotaie derivano da tali contrasti, e passa in rassegna anche numerose lettere pubblicate nei successivi numeri della stessa Rivista, nelle quali altri ingegneri americani esprimono il loro parere sulla questione delle rotaie lunghe.

Il contenuto dell'articolo e delle lettere, dice il sig. Fr. Schneider, non è nuovo per i lettori tedeschi che conoscono le pubblicazioni di Wattmann, ecc. e, aggiungiamo noi, non è nuovo

anche per gli studiosi italiani che si occupano del problema, ma è interessante il quadro che se ne ricava delle opinioni americane.

È opportuno riassumere brevemente il calcolo esposto dall'ing. Africano:

Indicata con Δl_f la dilatazione libera di una rotaia lunga l, si ha, con simboli ben noti:

$$\Delta l_f = \alpha \,.\, \Delta t \,.\, l \qquad [1]$$

Se questa dilatazione viene totalmente impedita, nasce nel ferro una tensione data dalla formula di Hook:

$$\sigma = E \frac{\Delta l_f}{l} \qquad [2]$$

sotituendo si ottiene:

$$\sigma = E \frac{\alpha \,.\, \Delta t \,.\, l}{l} = E \,.\, \alpha \,.\, \Delta t \qquad [3]$$

Si osserva che la tensione è indipendente dalla lunghezza della rotaia. Per ogni salto di temperatura di 1° C ossia per $\Delta t = 1$ si ha la tensione $\sigma = E \,.\, \alpha \simeq 27{,}3$ kg/cm² (con $E = 2{,}1 \times 10^6$ ed $\alpha = 13 \times 10^{-6}$).

Se la sezione della rotaia è F, la forza P necessaria ad ogni estremità per impedire l'allungamento è:

$$P = \sigma \,.\, F = E \,.\, F \,.\, \alpha \,\Delta t \qquad [4]$$

La rotaia nel binario non può muoversi liberamente. A partire dalla mezzeria le sue estremità sono impedite di allungarsi a causa della resistenza delle traverse e di quella delle ganasce. Per il momento trascuriamo quest'ultima. Se ogni traversa offre una resistenza T, la rotaia incontra alla prima traversa, a partire dall'estemità, la resistenza T, alla seconda la resistenza $2T$, e all'ennesima la resistenza nT. Se il numero delle traverse è tanto grande che la resistenza nT uguaglia la forza P e cioè se $nT = P$, allora ogni variazione di lunghezza risulta impedita anche se la rotaia, nella sua parte centrale non è ancorata alle traverse, e comunque sia lunga detta parte centrale. All'ennesima traversa la tensione interna nella rotaia risulta $\sigma = \frac{P}{F}$ oppure, dalla [4]), $\sigma = E \,.\, \alpha \,.\, \Delta t$, corrispondente alla [3].

La lunghezza di rotaia nella quale la n traverse sono distribuite è la « lunghezza critica » per il salto di temperatura Δt. In quanto segue essa verrà indicata con la stessa lettera l della equazione [1], nell'ipotesi che la lunghezza totale della rotaia non sia minore di 2 l.

Se c'è l'interasse fra le traverse si ha:

$$l = n\,c, \text{ oppure } n = \frac{l}{c}$$

ed essendo $n\,T = P$ *risulta*:

$$\frac{l}{c} T = P \qquad [5]$$

Alla lunghezza l, a causa dell'impedimento alla dilatazione, corrisponde una tensione che, partendo da zero all'estremità della rotaia aumenta fino a raggiungere il valore all'ennesima traversa, alla fine del tratto lungo l.

In media, dunque, su tale tratto, si ha $\sigma_k = \frac{\sigma}{2}$.

La dilatazione Δl_k che viene impedita da questa tensione secondo la [2] risulta:

$$\Delta l_k = \frac{l \,.\, \sigma_k}{E} = \frac{1}{2} \frac{l \,.\, \sigma}{E} \qquad [6]$$

Pertanto, la metà della dilatazione libera $\Delta l_f = \frac{l \, . \, \sigma}{E}$ viene impedita dalla resistenza delle traverse e rimane come dilatazione effettiva l'altra metà Δl_w:

$$\Delta l_w = \Delta l_f - \Delta l_h \qquad [7]$$

$$\Delta l_w = \frac{l \, . \, \sigma}{E} - \frac{1}{2} \frac{l \, . \, \sigma}{E}$$

$$\Delta l_w = \frac{1}{2} \frac{l \, . \, \sigma}{E} \qquad [7^a]$$

In funzione di Δt, F, c, T si ottengono la lunghezza critica l e la dilatazione effettiva Δl_w come segue: dalla [5] si ha:

$$l = \frac{P \, C}{T}$$

e sostituendo al valore di P il valore ricavato dalla [4] si ricava:

$$l = \frac{E \, . \, F \quad \alpha \, . \, \Delta t \, . \, c \, .}{T} \qquad [8]$$

che sostituita nella [7a] fornisce:

$$\Delta l = \frac{E \, . \, F \, . \, \alpha \, . \, \Delta t \, . \, c \, . \, \sigma}{2 \, TE}$$

da cui sostituendo il valore di σ ricavato dalla [3] si ottiene:

$$\Delta l_w = \frac{E \, . \, \alpha^2 \, . \, \Delta t^2 \, . \, F \, . \, C}{2 \, T} \qquad [9]$$

Il sig. Africano giunge a questo risultato con un procedimento più generale del calcolo che permette di considerare anche l'ipotesi che le traverse comprese nella lunghezza critica l non offrano tutta la stessa resistenza T, ma nei successivi sviluppi egli poi si limita al caso sopra esposto

Questo calcolo, sebbene esposto in forma alquanto diversa, è sostanzialmente identico a quelli tedeschi e italiani, sviluppati negli ultimi tempi, soltanto esso non fornisce una rappresentazione completa del fenomeno della dilatazione vincolata delle rotaie, quale risulta invece dai calcoli suddetti.

Successivamente il sig. Africano prende in considerazione la resistenza offerta dalle ganasce nelle giunzioni.

La dilatazione Δl_L che viene impedita dalla resistenza Q delle ganasce è proporzionale alla tensione σ_L sviluppatasi nella rotaia perciò dalla [2] si ha:

$$\Delta l_L = \frac{l \, , \sigma_L}{E}$$

e siccome:

$$\sigma_L = \frac{Q}{F} \quad \text{segue} \quad \Delta l_L = \frac{Q \, . \, l}{F \, . \, E}$$

La dilatazione effettiva $\Delta l'_w$, considerando anche la resitenza delle ganasce, diventa dunque:

$$\Delta l'_w = \Delta l_f - \Delta l_L - \Delta l_h \qquad [10]$$

$$l'_w = n \, . \, \Delta t \, . \, l - \frac{Q \, . \, l}{F \, . \, E} - \frac{T \, . \, l^2}{2 \, C \, . \, F \, . \, E} \qquad [10^a]$$

nel secondo membro dell'equazione [10a] il primo termine è ricavato dalla [1] ed il terzo termine dalla [6] quando si ponga nel loro secondo membro $\sigma = \frac{P}{F}$ e al posto di P l'espressione data dalla [5].

Per trovare anche in questo caso l'espressione della lunghezza critica l si procede dalla [5]: secondo questa risulta (senza considerare le ganasce) $l = \frac{P c}{T}$. La resistenza delle ganasce diminuisce la forza P della quantità Q, e perciò, tenendo conto della resistenza delle ganasce, risulta:

$$l' = \frac{(P - Q)\ c}{T}$$

ossia, dalla [4]:

$$l' = \frac{(E \cdot F \cdot \alpha \cdot \Delta t \cdot Q)\ c}{T} \qquad [11]$$

Dalle formule date è possibile ricavare le resistenze Q e T quando siano note le variazioni di lunghezza Δlw e $\Delta l'w$ ed i salti di temperatura.

All'esposizione del suo metodo di calcolo il Signor Africano fa seguire il resoconto di alcune osservazioni pratiche compiute specialmente dalla Compagnia « Delaware & Hudson »: Rotaie lunghe 800 m., con F = 83,89 cmq. e c = 67 cm., poste in opera in una giornata molto calda si sarebbero contratte di 19 mm. in una estremità, per raffreddamenti di 45° C. Il movimento medio delle estremità, su 40 osservazioni eseguite, sarebbe stato di 8 mm. per una caduta di temperatura di 32°. Tenendo conto di una certa resistenza delle ganasce, si ricava una resistenza media T di 507 Kg. per traversa.

Interessanti sono le osservazioni contenute nelle numerose lettere arrivate alla rivista americana dopo l'apparizione dell'articolo del Sig. Africano. Tutte si rallegrano per il calcolo esposto e lo considerano come una « *Nuova teoria* ».

Tali lettere chiariscono che in America l'ancoraggio delle rotaie lunghe alle traverse non è ottenuto mediante speciali dispositivi o saldature (proposte di Bloss, Petroni, ecc.), oppure mediante ammorsamenti assolutamente fissi (proposte di Bäseler, Rüping, ecc.), o infine mediante ancoraggio delle traverse (Corini), ma semplicemente per mezzo di piastrine esercitanti una pressione verticale della suola delle rotaie sulle piastre d'ancoraggio, in opposizione al comune sistema americano di fissaggio senza piastre e mediante arpioni.

Le rotaie continue saldate su binari principali sono adottate in America da due Compagnie: Presso la Delaware & Hudson il fissaggio delle rotaie alle piastre avviene per mezzo di piastrine elastiche che premono la suola sulla rotaia con grande forza (circa 1130 Kg. per ogni piastrina), pur lasciandole una certa mobilità sotto i carichi mobili. Le rotaie pesano 65,5 Kg/m. Detta Compagnia ha cominciato a posare rotaie lunghe nel 1933 fino a lunghezze singole di 800 m., e negli anni seguenti ha proseguito nelle saldature in modo che alla fine del 1936 erano in opera circa 26 Km. di rotaie saldate e altri 97 Km. erano previsti per il 1937. La massima lunghezza (1936) è di 2100 metri.

Presso la Compagnia Bessemer & Lake Erie, nell'autunno 1935 fu saldato un tratto di 1610 m. Tale tratto non è rettilineo. Delle due curve che esso contiene una è ad elica con raggio di soli 350 m. Inoltre ci sono anche variazioni di pendenze. Le rotaie pesano 60 Kg/m. ed hanno l'ancoraggio tedesco tipo K con piastre a spallette e piastrine di stringimento.

Una delle lettere pubblicate critica il Sig. Africano per avere sottovalutato la resistenza delle ganasce, che dovrebbe assumersi uguale a circa 38.000 Kg., e sopravaltato quella delle traverse, calcolabile in T = 254 Kg. per le massicciate sciolte e in T = 450 Kg. per quelle costipate.

Un'altra lettera si occupa della tensione supplementare che si verifica quando il binario è in curva. In tale caso, oltre alla tensione dovuta alla temperatura si avrebbe una tensione radiale $P_r = \frac{2\sigma . F . c}{r}$ (r = raggio della curva).

Una terza lettera solleva altre questioni: l'influenza delle inevitabili irregolarità del binario; l'ipotetica uguaglianza della resistenza offerta dalle singole traverse; l'elasticità degli ancoraggi, ecc.

Accurate ricerche avrebbero dimostrato che la forza T non è uguale per tutti i salti di temperatura, e quindi la legge che l'allungamento sia proporzionale al quadrato della variazione di temperatura non sarebbe esatta.

Le osservazioni scientifiche finora eseguite sarebbero quelle compiute fra il 1935 e il 1937 dalla « Delaware & Hudson » presso Albany e Schnenectady e dalla « Bessemer & Lake Erie » presso Pittsburg, che consistettero in misure di tensioni, osservazioni di temperature e rilievi dei movimenti delle rotaie.

Nel tratto centrale di una rotaia, per un aumento di temperatura da 12° a 45° fu trovata una pressione di circa 840 Kg/cmq. e per una caduta da 12° a — 9° una trazione minore di 560 Kg/cmq.

Risultò inoltre che la pressione e la trazione nella parte centrale erano quasi uguali e che i tratti estremi nei quali le tensioni interne andavano decrescendo, non erano di lunghezza molto diversa in estate e in inverno, per diverse temperature. Nelle prove invernali si ebbe una caduta di pressione nelle estremità fino a zero, mentre in quelle estive si trovò alle estremità una pressione da 140 a 420 Kg/cmq., che veniva senza dubbio trasmessa al binario contiguo attraverso le ganasce delle giunzioni. La lunghezza dei tratti estremi nei quali la pressione decresceva diede, insieme alla pressione nella parte centrale, una forza di ancoraggio di circa 272 Kg. per traversa e rotaia, in entrambe le direzioni, per temperature fra 45° e — 9° calcolate al disopra e al disotto della temperatura di posa di 17°. Fra le traverse e la massicciata non fu osservato alcun movimento nè all'andata nè al ritorno.

Il concetto che le sollecitazioni di trazione dovute a raffreddamenti siano meno pericolose di quelle di compressione per la mancanza del pericolo di slineamento è contenuto in tutte le lettere. Una lettera raccomanda di posare le rotaie alla tempertura di 21° ÷ 27° C., quando sia possibile un salto di temperatura da — 29° a + 55°. La stessa lettera sostiene che nel ricambio di una rotaia per qualsiasi ragione, si debba sostituire un'altra rotaia della stessa identica lunghezza allo scopo di evitare che si verificano enormi tensioni. I ricambi di rotaia e i lavori d'armamento su lunghi tratti dovrebbero essere eseguiti soltanto nei pressi della temperatura di posa e con grandi precauzioni.

I tratti continui saldati collegati a quelli adiacenti normali mediante comuni ganasce ossia senza giunti di dilatazione sono ritenuti nella stessa lettera non pericolosi perchè basta la forza Q a ripartire il movimento di una estremità della rotaia lunga sui due o tre giunti successivi. È escluso tuttavia il collegamento dei tratti saldati agli scambi.

Per evitare le grandi luci (calcolate in circa 51 mm. sotto certe ipotesi) che ivi si produrrebbero si potrà inserire un apparecchio di dilatazione, oppure 4 o 5 rotaie con giunti normali tra i tratti normali e lo scambio. Si consiglia tuttavia di evitare la saldatura delle rotaie nelle stazioni se vi sono scambi sui binari di corsa.

Eccetto alcune osservazioni, espresse in generale, le lettere non si occupano delle sollecitazioni nelle rotaie dovute all'esercizio.

Anche la premessa di Africano, che la preoccupazione di troppi grandi movimenti ha impedito lo sviluppo delle rotaie lunghe, è implicita nelle lettere oppure è espressamente confermata.

Il sig. Schneider osserva con una punta di stupore che si deve desumere che in America ci si preoccupano poco della sicurezza dei binari contro gli slineamenti.

Le ricerche degli studiosi tedeschi, i quali insieme alle tensioni dovute alla temperatura prendono in considerazione quelle derivanti dall'esercizio e quelle proprie delle rotaie, (tensioni agli orli, e superamento del limite di elasticità) e che non considerano solo isolatamente le file di rotaie, ma anche il binario nel suo complesso, studiandolo come un telaio, sembra che siano sconosciute in America o che ad esse non si attribuisca troppa importanza.

All'opposto, continua il sig. Schneider, vediamo la Compagnia Delaware & Hudson limitarsi all'osservazione pratica che le rotaie di lunghezza normale usufruiscono solo limitatamente della possibilità loro data di dilatarsi nelle giunzioni, e nel 1933 fare il gran passo di saldare, su una linea principale, una rotaia di 800 m.

Vediamo come, negli anni successivi, essa adotti lunghezze ancora maggiori, come un'altra Compagnia, la « Bessemer & Lake Erie » la segua, come oramai tecnici si mettano all'opera per eseguire misure sul binario in esercizio e come finalmente si compili una « Nuova Teoria », almeno per la dilatazione delle rotaie, mentre in Germania i teorici seguitano a studiare per fornire alle Amministrazioni ferroviarie basi il più possibile sicure per qualsiasi importante innovazione che potrebbe essere feconda di utili risultati. — G. Robert.

Formano oggetto di recensione i libri inviati alla Rivista in doppio esemplare. Quelli che pervengono in semplice esemplare sono soltanto registrati nella Bibliografia mensile.

Ing. Nestore Giovene, *direttore responsabile*

Stabilimento Tipografico Armani di M. Courrier – Roma, via Cesare Fracassini, 60

BIBLIOGRAFIA MENSILE FERROVIARIA

MAGGIO 1939-XVII

I. - LIBRI

LINGUA ITALIANA

1939 — 625 . 2 — 592

I. Opatowski.
Un problema di logoramento per attrito e la sua applicazione alla teoria dei freni ad espansione.
Torino. R. Accademia delle Scienze (310 × 225), pag. 54, fig. 8.

1939 — 621 . 43

Problemi di raffreddamento nei motori a combustione interna.
Torino. S. A. Fergat (245 × 170), pag. 68, fig. 44.

LINGUA FRANCESE

1939 — 385 . (02

P. Place.
Chemin de fer. Agenda Dunod.
Paris. Dunod (150 × 100), pag. 396 + LXIII, fig. e tav.

1939 — 621 . 831 (0835)

Y. De Molon.
Tables d'engrenages à développants.
Paris. Dunod (280 × 190), pag. 45, fig. 15.

1939 — 624 . 15

A. Mayer.
Sols et fondations.
Paris - Colin (170 × 115), p. 202, fig. 94.

II. - PERIODICI

LINGUA ITALIANA

Rivista Tecnica delle Ferrovie italiane.

1939 — 624 . 19

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, marzo, pag. 125.
P. Prunas. Sistemazione della galleria Monte Giuseppe sulla linea Bolzano-Malles, pag. 13, fig. 10.

1939 — 158 . 1

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, marzo, pag. 138.
M. Fanelli. Apparecchio registratore e misuratore di tempi per il laboratorio di psicotecnica delle Ferrovie Italiane dello Stato, pag. 33, fig. 15.

1939 — 625 . 23 (. 45)

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, marzo, pag. 169.
G. Pedemonti. Nuove carrozze di III casse a sedili imbottiti costruite dalle F. S. italiano per i servizi diretti internazionali, pag. 6 ½, fig. 7.

1939 — 176 — 662 . 6 : 545

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, marzo, pag. 176.
A. Accardo. La determinazione del fosforo nei carboni per uso metallurgico, pag. 5 ½.

1939 — 385 . 113 (. 52)

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, marzo, pag. 175.
Lo sviluppo delle ferrovie dello Stato giapponesi, pag. 1/2 (Informazioni).

1939 — 385 . 113 (. 42)

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, marzo, pag. 181.
I prodotti del traffico delle ferrovie inglesi nel 1938, pag. 1/2 (Informazioni).

1939 — 625 . 24 (73 .)

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, marzo, pag. 182.
Nuovi carri piatti interamente saldati, pag. 1, fig. 2 (Libri e Riviste).

1939 — 656 . 6 . 073 . 2

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, marzo, pag. 183.
Trasporto di materiale ferroviario mediante navi speciali, pag. 1/2, fig. 1 (Libri e Riviste).

1939 — 621 . 431/72

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, marzo, pag. 183.
Locomotiva Diesel-elettrica di 4400 HP per le ferrovie Romene, pag. 3 ½, fig. 3 (Libri e Riviste).

1939 — 625 . 7:8

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, marzo, pag. 187.
Scienza e tecnica delle costruzioni stradali, pag. 1 (Libri e Riviste).

1939 — 625 . 143 : 624 . 19

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, marzo, pag. 188.
Provvedimenti contro la corrosione del ferro in una galleria in America, pag. 2, fig. 1 (Libri e Riviste).

1939 — 385 . 1 (. 43)

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, marzo, pag. 190.
Applicazione delle materie prime nazionali « lana, resine e gomme sintetiche » e provvedimenti per la fornitura di materie prime per le ferrovie del Reich, pag. 3 (Libri e Riviste).

1939 — 385 (09 (. 481)

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, marzo, pag. 193.
Apertura della linea Nelaug-Kristiansand della ferrovia meridionale norvegese, pag. 1 ½, fig. 2 (Libri e Riviste).

1939 — 656 . 1

Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, marzo, pag. 195.
La potenzialità dell'autostrada, pag. 1 ½, fig. 1.

L'Industria.

1939 — 625 . 52

L'Industria, febbraio pag. 41.
V. Zignoli. Proporzionamento delle teste fuse per funivie, pag. 2 ½.

1939 — 625 . 2 — 592

L'Industria, marzo, pag. 90.
A. Polese. Il freno elettromagnetico a pattini, pag. 5 ½, fig. 10.

Rubrica dei fornitori ed appaltatori

Elenco delle ditte che possono produrre e fornire articoli vari od appaltare lavori per le Ferrovie dello Stato (Servizio Approvvigionamenti, Servizio Materiale e Trazione, Servizio Lavori), nonchè per le Ferrovie Secondarie e per le Pubbliche Amministrazioni.

ACCIAI:

ACCIAIERIE E FERRIERE LOMBARDE FALCK, Corso Littorio 6, MILANO. — *Ogni prodotto siderurgico.*
ACCIAI STYRIA SOC. AN. ITAL., Corso di Porta Nuova 48, MILANO.
Acciai speciali legati e non legati per utensili e da costruzione per ogni esigenza d'impiego.
A.S.S.A. ACCIAIERIE DI SUSA SOC. AN., Via Alfieri 4, TORINO.
ILVA - ALTI FORNI E ACC. D'ITALIA, V. Corsica, 4, GENOVA.
Acciai laminati per rotaie, travi, ferri, profilati speciali per infissi, travi ad ali larghe.
METALLURGICA OSSOLANA, VILLADOSSOLA.
Acciaio trafilato, acciaio lucido fucinato in verghe tonde, piatte, quadre.
S. A. I. ACCIAI ALPINE, Via Ugo Bassi 1, MILANO, tel. 690.944.
Acciai speciali comuni, barre, lamiere semilavorate, ecc.
S. IT. ERNESTO BREDA, Via Bordoni, 9, MILANO.
Acciai comuni e speciali in lingotti, blooms, billette, barre e profilati.
S. A. NAZIONALE « COGNE » - Direzione Gen., Via San Quintino 28, TORINO. Stabilimenti in Aosta - Miniere in Cogne, Valdigna d'Aosta, Gonnosfanadiga (Sardegna). Impianti elettrici in Valle d'Aosta.
Acciai comuni e speciali, ghise e leghe di ferro.

ACCUMULATORI ELETTRICI:

ANSALDO S. A. - GENOVA CORNIGLIANO.
ACCUMULATORI DOTTOR SCAINI, S. A., MILANO.
Accumulatori ai qualsiasi tipi, potenza e applicazione.
FABBRICA ITALIANA MAGNETI MARELLI, Cas. Post. 34-00, MILANO.
Accumulatori elettrici per tutti gli usi: Moto, auto, trazione, illuminazione treni, stazionarie, per sommergibili.
SOC. IT. ACCUMULATORI « NIFE », Piazza Portello, GENOVA.
Accumulatori alcalini al ferronichel.

ACIDO BORICO:

SOC. BORACIFERA DI LARDERELLO, V. della Scala, 58-a, FIRENZE.
Acido borico greggio e raffinato.

ALIMENTARI:

LACCHIN G. - SACILE. *Uova, vini.*

AMIANTO:

SOC. ITALO-RUSSA PER L'AMIANTO - LEUMANN (TORINO).
Qualsiasi manufatto comprendente amianto.

APPARECCHIATURE ELETTRICHE:

ANSALDO S. A. - GENOVA CORNIGLIANO.
« ADDA » OFF. ELETTR. E MECCANICHE, Viale Pavia, 3, LODI.
Apparecchiature elettriche per alte medie e basse tensioni. Trasformatori.
CATALANO A., Corso Buenos Ayres 9, MILANO.
Contatti platinati « King », ruttori completi, condensatori, bobine, articoli in bakelite stampata.
C.I.C.A.E.S.A., Via Melchiorre Delfino 33, MILANO.
Apparecchiature elettriche alta e bassa tensione, morsetterie normali e speciali, quadri cassette stagno.
COMPAGNIA GENERALE DI ELETTRICITÀ, Via Borgognone, 34, MILANO. — *Apparecchiature e quadri speciali per servizio di trazione.*
FEDERICO PALAZZOLI & C. INDUSTRIA ELETTROTECNICA, Via N. Tommaseo 20, BRESCIA.
Apparecchiature elettriche industriali moderne per bassa tensione, accessori, apparecchi e fanaleria in ghisa per industrie, marina, mercantile e da guerra, interruttori pacco, interruttori, commutatori, invertitori stella, triangolo a mano, teleruttori e salvamotori a rottura in aria e in olio.
FANTINI ALBERTO & C., S. A., Via Giovanni da Milano, 15, MILANO.
Teleruttori. Termostati. Pressostati. Elettrovalvole. Controlli automatici per frigoriferi e bruciatori di nafta.
GARRUTI GIOVANNI - VERGATO (Bologna). *Apparecchiature elettriche, coltelli. Separatori, armadietti in lamiera, ecc.*
LA TELEMECCANICA ELETTRICA - ING. LURIA & GREGORINI, Montefeltro 10, MILANO.
Apparecchi comando protezione motori elettrici.
MAZZI ALBERTO, Via Alfani 88, FIRENZE.
Apparecchi di misura e contatori forniture elettriche in genere.
S. IT. ERNESTO BREDA, Via Bordoni, 9, MILANO.
Apparecchiature elettriche complete per alte ed altissime tensioni.
S. A. Ing. IVO FERRI, Via Zamboni 18, BOLOGNA.
Costruzioni Elettromeccaniche.
SOC. ACC. SEMPLICE SALTERIO & C. già SALTERIO & DE LUCA, via Goldoni 19, MILANO.
SOC. AN. COMMERCIALE MATERIALI ELETTROMECCANICI, Via Filippo Palizzi 116, MILANO. — *Applicazioni elettromeccaniche con elementi corazzati Calrod.*
SOCIETA INDUSTRIA ELETTROTECNICA REBOSIO BROGI & C., Via Mario Bianco, 21, MILANO.
Costruzione di materiali per trazione elettrica.

APPARECCHIATURE IN FERRO PER T. E.:

ANSALDO S. A. - GENOVA CORNIGLIANO.
FERRIERE DI CREMA P. STRAMEZZI & C., CREMA. *Morsette ed apparecchiature per linee telefoniche, telegrafiche ed eletriche in genere.*
METALLURGICA OSSOLANA, VILLADOSSOLA.
Apparecchiature per T. E. in ferro di acciaio zincato.

APPARECCHI DI ILLUMINAZIONE:

SOC. ACCOMANDITA « IKONTA », Corso Italia 8, MILANO.
Proiettori e apparecchi ovali a specchio Zeiss per stazioni ferroviarie, parchi ferroviari, apparecchi illuminazione per ufficio.
SOC. ITALIANA PHILIPS, Via S. Martino, 20, MILANO.
Apparecchi per illuminazione razionale.
« SUPER LUX » (di ALDO OREFFICE), S. Moisè 2052, VENEZIA. Telefono 22.270. — *Apparecchi, impianti, luce indiretta.*
TRANI - ROMA, Via Re Boris di Bulgaria ang. Via Gioberti, telef. 40-644.
Forniture generali di elettricità.

APPARECCHI DI PROTEZIONE ELETTRICA:

PICKER ING. G., V. Tadino, 1, MILANO.
Relais Buchholz, protezione, segnalazione guasti trasformatori.

APPARECCHI DI SEGNALAMENTO E FRENI:

OFF. MECC. DI SAVONA SERVETTAZ-BASEVI, SAVONA.
Impianti di segnalamento ferroviario, elettro-idrodinamici e a filo.
COMP. ITALIANA WESTINGHOUSE, Via Pier Carlo Boggio, 20, TORINO.
S. IT. ERNESTO BREDA, Via Bordoni 9, MILANO.
« Distributore Breda per freno continuo automatico ».

APPARECCHI DI SOLLEVAMENTO:

ANSALDO S. A. - GENOVA CORNIGLIANO.
BADONI ANTONIO, S. A., Casella Postale 193, LECCO.
CERETTI & TANFANI S. A., V. Durando, 10, MILANO-BOVISA.
Apparecchi di sollevamento.
FABBRICA ITAL. PARANCHI « ARCHIMEDE », Via Chiodo 17, SPEZIA
Paranchi « Archimede », Argani, Gru, Riduttori e moltiplicatori di velocità. Ingranaggi fresati e conici.
OFF. MECC. DI SAVONA SERVETTAZ-BASEVI, SAVONA.
Impianti di sollevamento e di trasporto.
OFF. NATHAN UBOLDI ZERBINATI, Viale Monte Grappa, 14-A - MILANO. (OFF. BOVISA E MUSOCCO).
S.A.B.I.E.M. - Via Emilia Ponente 133 (S. Viola) BOLOGNA.
Gru elettriche, ascensori e montacarichi.
S. A. COSTRUZIONI FERROVIARIE E MECCANICHE - Stab. AREZZO.
Grue a mano, eletriche, a vapore, di ogni portata. Elevatori.
S. I. C. A. I., Corso Venezia 61, MILANO.
Impianti di sollevamento minerali alla rinfusa.
V.I.R.T.A. Via E. Breda, 120, MILANO.
Paranchi elettrici - Macchinario per gru di ogni sistema.

APPARECCHI DI TRASPORTO:

ANSALDO S. A. - GENOVA CORNIGLIANO.
CERETTI & TANFANI S. A., V. Durando, 10, MILANO-BOVISA.
Trasportatori elevatori.
FENWICK SOC. AN., Via Settembrini, 11, MILANO.
Carelli elevatori trasportatori elettrici ed a mano.
S.A.B.I.E.M. - Via Emilia Ponente 133 (S. Viola) BOLOGNA.
Carrelli elettrici.
S. I. C. A. I., Corso Venezia 61, MILANO.
Impianti trasporto materiali alla rinfusa.

APPARECCHI REGISTRATORI GRAFICI:

LANDIS & GYR, S. A. - ZUG (Svizzera). Rapp. per l'Italia Ing. Carlo Lutz, Corso Re Umberto 30, TORINO.
Apparecchio « Maxigraphe » (marca depositata).
OFF. ELETTROTECNICHE ITALIANE ING. V. ARCIONI, Via Accademia 12, MILANO.

APPARECCHI IGIENICI:

OFF. MECC. DI SAVONA, SERVETTAZ-BASEVI, SAVONA.
Apparecchi igienici.
SOC. CERAMICA RICHARD-GINORI, V. Bigli, 1 - MILANO.
Articoli d'igiene in porcellana opaca, lavabi, cluset, ecc.

APPARECCHI TERMOTECNICI:

« LA FILOTECNICA », ING. A. SALMOIRAGHI, S. A., Via R. Sanzio, 5 - MILANO.

ARTICOLI TECNICI:

CASELLI GIUSEPPE, Via Monte di Pietà 1-A, MILANO.
Catene, filtri, imbiancatrici, iniettori, manometri, oliatori, pompe, rubinetteria, termometri, valvoleria.

ARREDAMENTO VETTURE:

REINA ZANARDINI, Via Solari 32, MILANO.
Arredamento ed apparecchi d'illuminazione per vetture ferroviarie - Locomotori e stazioni.

ASCENSORI E MONTACARICHI:

S.A.B.I.E.M. SOC. AN. BOLOGNESE IND. ELETTRO-MECCANICHE, Via Emilia Ponente 133, (S. Viola), BOLOGNA. — *Ascensori, montacarichi, carrelli elettrici, gru, meccanica varia di precisione.*
S.A.F.O.V. (S. A. Fond. Off. Vanchiglia, Succ. G. Martina & Figli), Via Balbo 9, TORINO.
STIGLER OFF. MECC. SOC. AN., Via Copernico, 51, MILANO
Ascensori montacarichi.

ASFALTI, BITUMI, CATRAMI:

CLEDCA - S. A. CONSERVAZ. LEGNO E DISTILLERIE CATRAME, V. Reg. Margherita 57, MILANO. *Mac catrame per applicazioni stradali.*
DITTA LEHMANN & TERRENI DI E. TERRENI - (Genova) RIVAROLO
Asfalti, bitumi, cartoni catramati e tutte le loro applicazioni.
PERUCCHETTI GIUSEPPE, V. N. Fabrizi, 35, MESSINA.
Pani d'asfalto, polvere d'asfalto, mattonelle d'asfalto compresso.

1939 625 . 143

L'Industria, marzo, p. 109.

V. BROGLIA. Entità delle tensioni interne nelle rotaie trattate in vari modi, pag. 2, fig. 7.

L' Ingegnere.

1939 621 . 791

L'Ingegnere, 15 aprile, pag. 304.

G. GUIDI. La saldatura autogena degli acciai inossidabili, pag. 5, fig. 8.

1939 669 : 721

L'Ingegnere, 15 aprile, pag. 322.

F. CARNEVALI. Magnesio e leghe ultraleggere, pag. 1 ½.

L'industria italiana del cemento.

1939 625 . 14 : 691 . 3

L'Industria italiana del cemento, marzo, pag. 75.

A. ROSSELLI. Il cemento negli armamenti ferroviari, pag. 10, fig. 9.

1939 624 . 2 . 093

L'Industria italiana del cemento, marzo, pag. 88.

G. ASCIONE. Travi di calcestruzzo con armatura di legno, pag. 7, fig. 1.

Annali dei Lavori Pubblici.

1939 666 . 982

Annali dei Lavori Pubblici, aprile, pag. 364.

D. DE SIMONE. Conglomerato armato con fili di acciaio ad altissima resistenza, pag. 5, fig. 11.

1939 624 . 19

Annali dei Lavori Pubblici, aprile, pag. 388.

A. DI NAPOLI. Gli impianti elettromeccanici presso i pozzi inclinati della grande galleria dell'Appennino, pag. 14, fig. 14.

LINGUA FRANCESE

Bulletin de l'Association internationale du Congrès des chemins de fer.

1939 656 . 2

Bull. du Congrès des ch. de fer, marzo, pag. 197.

DESORGHER (E.). Quel est l'aspect sous lequel, du point de vue de l'intérêt général comme de celui des Réseaux de chemins de fer, doivent être dorénavant envisagés les problèmes de simplification de l'exploitation? (Question II de la Réunion élargie de la Commission permanente à Bruxelles du 6 au 9 juillet 1939). Rapport (Belgique et Pays de langue anglaise), pag. 18.

1939 625 . 23

Bull. du Congrès des ch. de fer, marzo, pag. 215.

BANCELIN et RENAULT. Insonorisation du matériel roulant, pag. 33, fig. 21.

1939 621 . 131

Bull. du Congrès des ch. de fer, marzo, p. 248.

FRY (Lawford H.). L'analyse des résultats d'essais de locomotives, pag. 16, fig. 14.

1939 62 . (01

Bull. du Congrès des ch. de fer, marzo, pag. 264.

L'auscultation sonore des ouvrages en béton ou en métal, pag. 6, fig. 4.

1939 621 . 335 . (. 498) & 621, 43 (. 498)

Bull. du Congrès des ch. de fer, marzo, pag. 270.

Locomotive Diesel-électrique de grande ligne des Chemins de fer roumains, pag. 17, fig. 12.

1939 625 . 232 (. 42)

Bull. du Congrès des ch. de fer, marzo, pag. 287.

Le nouveau train « Hook Continental » du London and North Eastern Railway, pag. 7, fig. 4.

1939 385 . (072 (. 42) & 698 (. 42)

Bull. du Congrès des ch. de fer, marzo, pag. 294.

Le laboratoire de peinture du London Midland and Scottish Railway, pag. 2.

1939 621 . 43

Bull. du Congrès des ch. de fer, marzo, p. 295.

Grandes locomotives Diesel, pag. 2.

1939 385 . (02

Bull. du Congrès des ch. de fer, marzo, pag. 298.

COMPTE RENDU BIBLIOGRAPHIQUE. Chemins de fer. Agenda Dunod 1939, par P. PLACE, pag. ½.

1939 621 . 138 . 5 (.54)

Bull. du Congrès des ch. de fer, marzo, pag. 298.

COMPTE RENDU BIBLIOGRAPHIQUE. Description of the method of locomotive repair as carried out in the Khargpur Workshops of the Bengal Nagpur Railway. (Description de la méthode de réparation des locomotives pratiquée dans les ateliers de Khargpur du Bengal Nagpur Railway), par L. G. BAILEY, pag. ½.

1939 621 . 33 (02

Bull. du Congrès des ch. de fer, marzo pag. 299.

COMPTE RENDU BIBLIOGRAPHIQUE. Die ortsfesten Anlagen elektrischer Bahnen. (Les installations fixes des chemins de fer électriques), par Dr. K. SACHS, pag. 1.

1939 656 . 25

Bull. du Congrès des ch. de fer, marzo, pag. 300.

COMPTE RENDU BIBLIOGRAPHIQUE. American Railway Signaling. Principles and practices. Chapter XXIV: Power distribution systems and lightning protection. (Signalisation des chemins de fer américains. Principes et application. Chapitre XXIV: Réseaux de distribution électriques et protection contre la foudre), par l'Association of American Railroads, Signal Section, pag. 1.

Revue Générale des Chemins de fer.

1939 621 . 131 . 3 (44)

Revue Générale des Chemins de fer, febbraio, pag. 65.

LANOS. Etude expérimentale et théorie du mouvement de lacet des locomotives en courbe, pag. 38, fig. 23.

1939 621 . 791 . 7 (44)

Revue Générale des Chemins de fer, febbraio, pag. 103.

R. LABORIE. La soudure électrique par résistance dans les ateliers de réparation du matériel de la S. N. C. F., pag. 14, fig. 13, tav. 8.

1939 625 . 244 (44)

Revue Générale des Chemins de fer, febbraio, pag. 117.

CHEVALLIER. Wagon réfrigérant pour le transport de demi-boeufs suspendus, pag. 7, fig. 8.

1939 385 . 11 (44)

Revue Générale des Chemins de fer, febbraio, pag. 124 (Informations).

La Loi de Finances de l'exercice 1939 et la convention du 31 août 1937 sur le nouveau régime des Chemins de fer français, pag. 1.

ATTREZZI ED UTENSILI:
ANSALDO S. A. - GENOVA CORNIGLIANO.
DITTA F.LLI GIANINI, P.le Fiume, 2, MILANO.
Utensilerie meccaniche - Strumenti di misurazione.
OFF. DI NETRO GIA' G. B. RUBINO, NETRO (Vercelli).
Ferramenta in genere.

AUTOVEICOLI:
BARTOLETTI E. & FIGLI - CARPINELLO (Forlì).
Carri rimorchio, carri cisterna, carrozzerie industriali e turistiche, autobus, autoambulanze.
FABBRICA AUTOMOBILI ISOTTA FRASCHINI, Via Monte Rosa, 89, MILANO. — *Autoveicoli per trasporto merci e persone.*
OFFICINE COSTRUZIONI INDUSTRIALI, V. Paganelli, 8, MODENA.
Trattori.
« LA MOTOMECCANICA S. A. », Via Oglio, 18, MILANO.
Trattori, rimorchi, ecc.
MAZZI ALBERTO, Via Alfani 88, FIRENZE.
Apparecchi di misura e contatori forniture elettriche in genere.
S. IT. ERNESTO BREDA, Via Bordoni, 9, MILANO.
Automotrici ferroviarie con motori a nafta ed elettriche - Trattrici militari - Autocarri campali pesanti.
SOC. AN. « O. M. » FABBR. BRESCIANA AUTOMOBILI, BRESCIA.
Autovetture « O. M. » - Autocarri, Autobus e motrici ferroviarie a motore Diesel - Camioncini e autobus a benzina.

BAKELITE:
S. I. G. R. A. - F.LLI BONASSI, V. Villarbasse, 32, TORINO.
Lavori in bachelite stampata.
SOCIETA' ITALIANA RESINE, Via Dante 16, MILANO.
Resine fenoliche, cresoline, bakelite, vernici bakelite, polveri stampaggio bakelite e aminoplastiche.

BASCULE, BILANCIE, PESI E MISURE:
BULGARI V. FU SANTE, V. Bramante, 23, MILANO.
Pese a punte, a bascule, bilancie, pesi.

BENZINA, OLII MINERALI, LUBRIFICANTI, ECC.:
A.G.I.P. AGENZIA GENERALE ITALIANA PETROLI, Via del Tritone 181, ROMA. — *Qualsiasi prodotto petrolifero.*
COMP. NAZ. PROD. PETROLIO, V. Caffaro, 3-5, GENOVA.
Olii, grassi, lubrificanti per ogni industria.
F. I. L. E. A. FABB. ITAL. LUBRIF. E AFFINI, Via XX Settembre 5, GENOVA. *Olii minerali lubrificanti e grassi per untura.*
RAFFINERIA OLII MINERALI - FIUME. *Olii e grassi lubrificanti.*
S. A. OLEOBLITZ LUBRIF., Via G. Murat 84, MILANO.
Olii e grassi per macchine.
SOC. AN. « PERMOLIO », MILANO, REP. MUSOCCO.
Olio per trasformatori ed interruttori.
SOC. LAVORAZIONE OLII INDUSTRIALI, Via Farini 14, BOLOGNA.
Olii lubrificanti, prodotti chimici rigenerazione.
SOC. OLII DEGRAS AFFINI S.O.D.A., Via Vezzani 19, GENOVA RIVAR.
Olii lubrificanti minerali, vegetali e animali grassi.
THE TEXAS COMPANY, S. A. I., P.zza F. Crispi, 3 - MILANO.
Olii e grassi minerali lubrificanti.
VACUUM OIL CO., S. A. I., V. Corsica, 21, GENOVA.
Olii lubrificanti, isolanti, illuminanti, grassi lubrificanti.

BORACE:
SOC. BORACIFERA DI LARDERELLO, V. della Scala, 58-a, FIRENZE.
Borace.

BULLONERIA:
FERRIERE DI CREMA, P. Stramezzi & C., CREMA.
Bulloneria grezza in genere.

CALCI E CEMENTI:
CEMENTI ISONZO S. A., Sede Soc. e Direzione: Trieste, P. G. Neri, 1 - Stabilim. Salona d'Isonzo (Gorizia).
Cementi Portland marca « Salona d'Isonzo ».
CONIGLIARO GIUSEPPE, Via Malaspina, 119, PALERMO. Stabilimento Valmazzinghi d'Albona (Istria). — *Cementi artificiali.*
CONSORZIO TIRRENO PRODUTTORI CEMENTO, Piazza Borghese 3, ROMA. Off. Consorziate Portoferraio - Livorno - Incisa - Civitavecchia - S. Marinella - Segni - Bagnoli - S. Giovanni a Teduccio - Salerno - Villafranca Tirrena (Messina) - Cagliari - Salona d'Isonzo - Valmazzinghi d'Albona - Chioggia - Spoleto.
Cemento normale, speciale ad alta ed altissima resistenza.
ILVA SOC. AN. REPARTO CEMENTI, V. Corsica, 4, GENOVA.
Cemento artificiale a lenta presa, normale speciale ad alta resistenza.
« ITALCEMENTI » FABB. RIUN. CEMENTI S. A. - Via Camozzi, 12, BERGAMO. *Cementi comuni e speciali.*
MONTANDON - FABBRICA CEMENTO PORTLAND. Sede: MILANO - Stabilimento: MERONE (Como).
Cemento Portland, Cemento speciale, calce idraulica.
« NORDCEMENTI » SOC. AN. COMMISSIONARIA, Via Gaetano Negri, 10, MILANO.
Cementi Portland e Pozzolanici. Cementi Portland e Pozzolanici ad alta resistenza. Agglomerati cementizi. Calci eminentemente idrauliche. Calci in zolle. Gessi.
SCARDEONI UMBERTO, Via Chiassi 6, MANTOVA.
Calci e cementi in genere.
SOC. AN. FABBR. CALCI IDRICHE E CEMENTI, Valle Marecchia, SANT'ARCANGELO DI ROMAGNA.
Cementi normali, alta resistenza, calci idrauliche.

CALDAIE A VAPORE:
ANSALDO S. A. - GENOVA CORNIGLIANO.
OFFICINE DI FORLI', Via Aurelio Saffi, 6, MILANO.
S. A. ERNESTO BREDA, Via Bordoni, 9, MILANO.
Caldaie a vapore marine e per impianti fissi.
S. A. I. FORNI STEIN E COMBUST. RAZIONALE, P. Corridoni, 8, GENOVA.

CARBONI IN GENERE:
ARSA - S. A. CARBONIFERA, Via G. D'Annunzio, 4, TRIESTE.
Carbone fossile.
S. A. LAVOR. CARBON FOSSILI E SOTTOPRODOTTI - SAVONA.
Coke metallurgico, olio iniezione traversine.
S. A. NAZIONALE COGNE, Via S. Quintino, 28, TORINO.
Antracite Italia.
SOCIETÀ COMMERCIALE MARIO ALBERTI, Piazza Castello, 4, MILANO. — *Carboni fossili e ligniti.*

CARBURATORI:
CARBURATORI FEROLDI, Corso Orbassano 42, TORINO (Stab. Settimo T.).
Carburatori per ogni tipo di motore: a benzina, petrolio, alcool, nafta. Regolatori di velocità.

CARPENTERIA METALLICA:
ANSALDO S. A. - GENOVA CORNIGLIANO.
CATENIFICIO ING. CARLO BASSOLI & C. - LIVORNO.
Apparecchiature per linee aeree.
OFFICINE DELLA CARLINA - LECCO.
S. IT. ERNESTO BREDA, Via Bordoni, 9, MILANO.
Aviorimesse - Carpenterie metalliche in genere.

CARTOTECNICA (Lavorazione carta, cartoni ed affini):
CARTIERA ITALIANA S. A. - TORINO.
Carte, cartoni, ogni tipo per ogni uso, rotoli, buste, blocchi, ecc.
S. A. C.B.D. - Stab.: TOSCOLANO - Uff. vend.: MILANO, V. Senato, 14. V. Senato, 14.
Carte e cartoncini bianchi e colorati da stampa e da scrivere; carta assorbente per duplicatori, cartoncini per filtra pressa; carta in rotolini, igienici, in strisce telegrafiche, in buste di qualsiasi tipo.
SMOLARS L. & NIPOTE, Via Roma 22, TRIESTE Tel. 3744 - 3745.
Registri commerciali e qualsiasi lavorazione di carta, cartoni in genere.
SOC. PER LE IND. GRAFICHE G. SPINELLI & C., Via S. Reparata 89, FIRENZE.
Astucci pieghevoli per qualunque prodotto, cartelli reclamistici in genere.

CATENE ED ACCESSORI:
CATENIFICIO ING. CARLO BASSOLI & C. - LIVORNO.
Catene ed accessori. Catene galle e a rulli.
S. A. ACCIAIERIE WEISSENFELS, Passeggio S. Andrea, 58, TRIESTE.
Catene.
S. A. LAMINATOIO DI ARLENICO, LECCO.
Catene ed accessori per catene.

CAVI E CORDAMI DI CANAPA:
CARPANETO - GHIGLINO - GENOVA RIVAROLO.
Cavi, cordami, canapa bianca, catramata, manilla, cocco di qualunque forma dimensione.
CONS. INDUSTRIALE CANAPIERI, Via Meravigli 3, MILANO.
Filati, spaghi di canapa e lino.
GRANATA BRUNO, Via Cavallotti Esterno, Tel. 3.84, ROVIGO.
Canapa greggia e pettinata filati, cordami, spaghi, reti e confezioni.

CEMENTAZIONI:
SOC. CEMENTAZIONI OPERE PUBBLICHE, Via E. Filiberto, 4, MILANO - Via F. Crispi, 10, ROMA.

COLORI E VERNICI:
IND. NAZ. VERNICI & SMALTI, QUATTORDIO (Alessandria).
Vernici isolanti per elettrotecnica, vernici ad olio, vernici alla nitrocellulosa ermetic, mastice per carte e motori.
OLEIFICIO & COLORIFICIO VENETO, Via Capuzzo, Via J. Da Montagnana 5, PADOVA.
Colori, smalti, pitture e vernici Vanè.
SOC. AN. COLORIFICIO SANTINELLI, Via Bianchi 3, p. 1°, GENOVA. Casella Postale 422, tel. 24717, stab. Passo Ruscarolo 10, GENOVA BORZOLI.
« Grifonite » preparato opaco per interni ed esterni - « Grifolin » smalti lucidi bianchi e colorati - « Cristal » smalto lucido rapido per interni - « Reox » composizioni sottomarine - « Mibial » antirugine speciale a base d'ossido d'alluminio - « Sticol » mastice per cuoio - « Impermite » pittura murale ad acqua lavabile impermeabile - « Alluminia » alluminio brillante resistente ad oltre 300° - « Bitulina » soluzione nera antirugine anticrostante resistente a temperature elevate. Indispensabile protettivo del ferro nelle cemenazioni di bordo - Vernici litografiche - Colori in polvere resistenti alla calce - Colori e lacche d'ogni gradazione dipinta - Mastici per serre d'ogni tipo.
S.I.P.I. SOC. ITAL. PITTURE INDUSTRIALI, Via Russo Vincenzo 9, MILANO, Rep. Turro.
Pittura opaca inalterabile lavabile ed incombustibile per interni ed esterni.
« STIBIUM » S. A. INDUSTRIALE PER LA FABBRICAZIONE PITTURE, VERNICI, COLORI - LIVORNO.
Antiruggine « Stibium ». Vernici. Smalti. Pitture. Appalto lavori di verniciatura.
STORTI DOTT. M. & C., Via F.lli Dattero 10, CREMONA.
« Italsint » smalti e stucchi sintetici, ftalici, « RAPIDLOID » vernici alla nitrocellulosa.

COMANDI IDRODINAMICI:
CALZONI ALESSANDRO, Via E. Ponente 124, BOLOGNA.
Comandi idrodinamici.

COMPRESSORI D'ARIA ED ALTRI GAS:
BARBIERI GAETANO & C. - Fonderie e Officine Meccaniche in CASTELMAGGIORE (BOLOGNA). Uffici d'Amministrazione: Via S. Stefano, 43, BOLOGNA. *Compressori di qualsiasi portata e pressione.*
« LA MOTOMECCANICA S. A. », Via Oglio, 18, MILANO.
Macchinario pneumatico per officine, cantieri, ecc.
RADAELLI ING. G., Via Daniele Manin 23, MILANO, Telf. 73-304; 70-413.
Compressori - Turbocompressori - Pompe a vuoto - Impianti.
S. A. PIGNONE - Casella Postale 487, FIRENZE.
Compressori.

CONDOTTE FORZATE:
ANTONIO BADONI, S. A., Casella Postale 193, LECCO.

CONDUTTORI ELETTRICI:
ANSALDO S. A. - GENOVA CORNIGLIANO.
FONGARO & C., Via Unione 44, MILANINO
Conduttori per avvolgimenti, isolati in qualsiasi tipo.
SOC. DELL'ALLUMINIO ITALIANO - BORGOFRANCO D'IVREA.
Conduttori elettrici in alluminio e alluminio-acciaio; accessori relativi.
SOC. ITAL. CONDUTTORI ELETTRICI (SICE), Viale Giosuè Carducci, 81, LIVORNO. *Cavi conduttori elettrici.*
SOC. ITAL. PIRELLI, Via Fabio Filzi, 21, MILANO.

1939 621 . 431 . 72 . 3 (44)

Revue Générale des Chemins de fer, febbraio, pag. 125 (Informations).

Une automotrice électrique sur pneus, pag. 1, fig. 2.

1939 621 . 331 . 09 (44)

Revue Générale des Chemins de fer, febbraio, pag. 126 (Informations).

L'électrification de la ligne de Tours à Bordeaux, pag. 1.

1939 621 . 331 . 09 (44)

Revue Générale des Chemins de fer, febbraio, pag. 127 (Informations).

La mise en service de la traction électrique sur la ligne de Massy à St-Rémy-les-Chevreuse, pag. ½.

1939 656 . 253 (42)

Revue Générale des Chemins de fer, febbraio, pag. 128.

Les Chemins de fer à l'étranger. D'après « The Railway Gazette » du 21 octobre 1938.

Modification de la signalisation aux approches de la gare de Victoria sur le Southern Railway, pag. 1, fig. 3.

1939 625 . 42 (73)

Revue Générale des Chemins de fer, febbraio, pag. 129.

Les Chemins de fer à l'étranger. D'après « Verkehrstechnische Woche ».

Le Chemin de fer souterrain à Chicago, pag. 1, fig. 3.

1939 385 . 093 (. 42)

Revue Générale des Chemins de fer, febbraio, pag. 131.

Les Chemins de fer à l'étranger. D'après « The Railway Gazette » du 16 septembre 1938.

Le centenaire de la mise en service de la première grande ligne du London, Midland and Scottish Railway, pag. 2 ½, fig. 8.

1939 656 . 222

Revue Générale des Chemins de fer, febbraio, pag. 134.

Les Chemins de fer à l'étranger. D'après « The Railway Gazette » du 19 août 1938.

Etablissement des nouveaux horaires des Chemins de fer Hollandais, pag. 1, fig. 3.

1939 621 . 78

Revue Générale des Chemins de fer, febbraio, pag. 135.

Les Chemins de fer à l'étranger. D'après « Railway Electrical Engineer » de Juillet 1938.

Essai magnétique de pièces de locomotives, pag. 1, fig. 3.

1939 621 . 132 . 8 (43)

Revue Générale des Chemins de fer, febbraio, pag. 136.

Les Chemins de fer à l'étranger. D'après « Organ » du 15 juin 1938.

Essais de locomotives allemandes à simple expansion, timbrées à 20 at, pag. 6, fig. 16.

1939 621 . 335 . 4

Revue Générale des Chemins de fer, febbraio, pag. 142.

Les Chemins de fer à l'étranger. D'après « Elektrische Bahnen » de juillet 1938.

Automotrices électriques légères pour le chemin de fer du Lötschberg, pag. 1 ½, fig. 3.

1939 625 . 143 . 4

Revue Générale des Chemins de fer, febbraio, pag. 143.

Les Chemins de fer à l'étranger. D'après le Bulletin mensuel du « Railway Research Service » de janvier 1938.

Joints de rails en biseau, pag. ½.

1939 385 . 09 (437)

Revue Générale des Chemins de fer, febbraio, pag. 144.

Les Chemins de fer à l'étranger. D'après « The Railway Gazette » du 25 novembre 1938.

Les nouvelles relations ferroviaires de la Tchécoslovaquie avec l'étranger, pag. 1, fig. 1.

Bulletin de la Société des Ingénieurs Civils de France.

1938 656 . 22 (.42)

Bulletin de la Société des Ingénieurs Civils de France, luglio-agosto, pag. 479.

O. V. Bulleid. Les trains modernes à grande vitesse pour longs parcours en grande Bretagne, pag. 30, fig. 24.

Les transports modernes.

1939 662 . 918 : 625

Les Transports Modernes, gennaio, pag. 11.

A. Erb. La régulation automatique du chauffage des trains par radiateurs, pag. 5, fig. 6.

LINGUA INGLESE

Railway Age.

1939 624 . 19

Railway Age, 4 marzo, pag. 373.

F. D. Kinnie. Restore Concrete tunnel lining by « intrusion » process.

1939 621 . 13 . 018

Railway Age, 4 marzo, pag. 377.

T. V. Buckwalter e O. J. Horger. Steam locomotive slipping test, pag. 7, fig. 10.

1939 621 . 138

Railway Age, 11 marzo, pag. 415.

Intensive locomotive use pays Union Pacific big returns, pag. 5, fig. 8.

1939 625 . 143

Railway Gazette, 25 marzo, pag. 513

Relation of locomotive design to rail maintenance, pag. 7, fig. 6 ½.

1939 621 . 132 (.42)

Railway Gazette, 1° aprile, pag. 553.

The British « Coronation Scot » now touring America, pag. 5, fig. 7.

The Journal of the Institution of electrical engineers.

1939 621 . 311

The Journal of the Institution of electrical engineers, marzo, pag. 342.

L. Peace. Power stations and their equipment, pag. 17.

1939 621 . 39

The Journal of the Institution of electrical engineers, marzo, pag. 359.

W. G. Radley. Telephony and telegraphy, pag. 9.

CONDENSATORI:

MICROFARAD. FAB. IT. CONDENSATORI, Via Priv. Derganino (Bovisa), MILANO. *Fabbrica condensatori fissi per ogni applicazione.*
S. A. PASSONI & VILLA, Viale Suzzani 227, MILANO. *Condensatori per alta e bassa tensione per qualsiasi applicazione.*

CONTROLLI ELETTRICI A DISTANZA:

FANTINI ALBERTO & C., S. A., Via Giovanni da Milano, 15, MILANO. *Termostati. Pressostati. Controlli automatici per ogni applicazione.*

CONTATORI:

BOSCO & C., Via Buenos Ayres 4, TORINO.
LANDIS & GYR, S. A. ZUG (Svizzera). Rappr. per l'Italia: ING. C. LUTZ, Corso Re Umberto, 30, TORINO. *Contatori per tariffe semplici e speciali.*

COPERTONI IMPERMEABILI:

NICCOLINI GIORGIO & C., S. A., Via delle Panche 54, FIRENZE. *Per carri ferroviari, chiatte, autocarri, macchinario, tendine per locomotive.*

COSTRUZIONI ELETTROMECCANICHE:

ALFIERI & COLLI, S. A., V. S. Vincenzo, 26, MILANO. *Riparazioni macchine elettriche, avvolgimento, costruzioni elettriche meccaniche, accessori.*
ANSALDO S. A. - GENOVA CORNIGLIANO.
BASILI A., Viale Certosa, 29, MILANO. *Materiale elettrico - Quadri - Tabelle - Dispositivi distanza - Accessori.*
COMPAGNIA GENERALE ELETTRICITA', Via Borgognone 34, MILANO. *Centrali sottostazioni.*
FEDERICO PALAZZOLI & C. INDUSTRIA ELETTROTECNICA, Via N. Tommaseo 20, BRESCIA. *Apparecchiature elettriche industriali moderne per bassa tensione, per il comando e la protezione dei motori elettrici.*
MARELLI ERCOLE SOC. AN. - MILANO.
OFF. ELETTROTECNICHE ITAL. ING. V. ARCIONI, Via Accademia 12, MILANO.
« OFFICINE MECCANICHE DI PARABIAGO », S. A. - PARABIAGO. *Materiali per elettrificazione, apparati centrali, trazione.*
SOC. LOMBARDA IMPRESE ELETTRICHE, Via Maiocchi 22, MILANO. *Apparecchi elettrotecnici e di misura, impianti eletrici e telefonici, attrezzi per linee e cabine elettriche.*
S. 'T. ERNESTO BREDA, Via Bordoni, 9, MILANO. *Generatori a corrente continua ed alternata - Trasformatori - Motori - Gruppi convertitori - Centrali elettriche e Sottostazioni di trasformazione - Equipaggiamenti per trazione a corrente continua ed alternata.*
S. A. Ing. IVO FERRI, Via Zamboni 18, BOLOGNA. *Costruzioni d'impianti elettromeccanici.*
SAN GIORGIO SOCIETÀ ANON. INDUSTRIALE - GENOVA - SESTRI.
TECNOMASIO ITALIANO BROWN BOVERI, Piazzale Lodi, 3, MILANO. *Costruzioni elettromeccaniche in genere.*
VANOSSI S. A., Via Oglio, 12, MILANO.
V.I.R.T.A. Via E. Breda, 120, MILANO. *Elettroverricelli - Cabestans.*

COSTRUZIONI IN CEMENTO ARMATO:

S. A. CANTIERI ETTORE BENINI - FORLI'.

COSTRUZIONI IN LEGNO:

BESTETTI CARLO, ARCORE. *Costruzioni varie in legno.*
CARPENTERIA BONFIGLIO & C., Via Pola 17-A, MILANO. *Tettoie - Padiglioni - Baraccamenti smontabili.*
FELTRINELLI F.LLI, Via Romagnosi 3, MILANO. *Lavori e forniture relative a costruzioni in legno.*

COSTRUZIONI MECCANICHE E METALLICHE:

ACCIAIERIA E TUBIFICIO DI BRESCIA, Casella Postale 268, BRESCIA. *Carpenteria, serbatoi, bombole, getti, bulloneria.*
ARCI E. & SALADINI C., Viale della Vittoria, 82, CIVITAVECCHIA. *Costruzioni meccaniche e metalliche.*
ANSALDO S. A. - GENOVA CORNIGLIANO.
BACINI & SCALI NAPOLETANI, Via Marinella, NAPOLI. *Costruzioni meccaniche in genere.*
BADONI ANTONIO, S. A., Casella Postale 193, LECCO.
BARBIERI GAETANO & C. - Fonderie e Officine Meccaniche in CASTELMAGGIORE (BOLOGNA). Uffici d'Amministrazione: Via S. Stefano 43, BOLOGNA. — *Travate, pensiline, capriate, piattaforme girevoli, mensole, pali a traliccio, paratoie, ponti, serbatoi, ecc.*
BERTOLI RODOLFO FU GIUSEPPE - PADERNO (Udine). *Ferramenta fucinata, lavorata, fusione ghisa, bronzo.*
BONARIVA A., SUCCESSORI, V. A. Zanolini, 19, BOLOGNA. *Apparecchi perforazioni - Battipali smontabili.*
BRUGOLA EGIDIO - LISSONE (Milano). *Rondelle Grower. Rondelle dentellate di sicurezza.*
CARPENTERIA BONFIGLIO & C., Via Pola 17-A, MILANO. *Ponti - Tettoie - Aviorimesse - Serbatoi - Pali.*
CATENIFICIO ING. CARLO BASSOLI & C. - LIVORNO. *Lavori fucinati e stampati.*
CERETTI & TANFANI S. A., V. Durando, 10, MILANO-BOVISA. *Costruzioni Meccaniche e metalliche.*
CECCHETTI A., SOC. AN., PORTO CIVITANOVA.
DITTA F. VILLA di ANGELO BOMBELLI, Via Giov. Ventura 14, MILANO-LAMBRATE. — *Costruzioni in ferro, serramenti, porte brevettate ripieghevoli lateralmente scorrevoli a sospensione, scaffalature metalliche.*
DITTA GIULIO GIANETTI DI GIUSEPPE E GAETANO GIANETTI - SARONNO. — *Costruzioni meccaniche.*
F.LLI ARMELLINI - BORGO (Trento). *Fabbrica specializzata da 100 anni nella costruzione di Trivelle ad elica ed a sgorbia per uso Ferrovie e Tranvie, riparazioni.*
FRIGOBOR, Via Clemente 24, TORINO. *Pistoni (stantuffi) per motori a scoppio e combustione. Modelli speciali per motori di « AUTOMOTRICI » ferroviari.*
GHEZZI GIUSEPPE, Via Vitt. Veneto, 8, MACHERIO (MILANO). *Fucine in ferro fisse e portatili.*
ILVA - ALTI FORNI E ACC. D'ITALIA. V. Corsica, 4, GENOVA. *Costruzioni chiodate e saldate - Pali e travi stirati (procedimento Bates) armature in ghisa per pavimentazione stradale.*
INDUSTRIE MECCANICHE E AERONAUTICHE MERIDIONALI, Corso Malta, 30, NAPOLI. *Aeroplani e materiale aeronautico - Carpenteria metallica e costruzioni meccaniche in genere - Macchine agricole.*
« LA MOTOMECCANICA S. A. », Via Oglio, 18, MILANO. *Costruzioni meccaniche in genere.*
METALLURGICA OSSOLANA, VILLADOSSOLA. *Pezzi di acciaio fucinati e lavorati compresi ganci di trazione respingenti, bulloneria, chiodi da ribadire, riparelle elastiche tipo Grower.*
OFFICINE COSTRUZIONI INDUSTRIALI, V. Paganelli, 8, MODENA. *Lavorazione di meccanica in genere.*
OFFICINE DELLA CARLINA - LECCO.
OFF. DI NETRO GIA' G. B. RUBINO, NETRO (Vercelli). *Forgiatura stampatura finitura.*
OFF. METALLURGICHE TOSCANE S. A., V. S. Gervasio, 1, FIRENZE. *Officina meccanica - Fucine e stampaggio - Fili di ferro - Viti.*
S. A. ZERBINATI, Via Grazzini 14, MILANO. (OFF. BOVISA E MUSOCCO).
OFFIC. RIUNITE DI CREMA F.LLI LANCINI, Corso Roma, 19, MILANO. *Costruzioni in ferro.*
OFFICINE S. A. I. R. A. - VILLAFRANCA DI VERONA. *Recinzioni metalliche, cancellate, infissi comuni e speciali in ferro. Carpenteria. Tralicciature metalliche per linee elettriche. Metallizzazione.*
SECONDO MONA - SOMMA LOMBARDO. *Officinie Meccaniche - Fonderie - Costruzioni Aeronautiche.*
S. A. IMPIANTI FORNITURE INDUSTRIALI, Via XX Settembre 3-2, GENOVA. — *Impianti industriali, fonderie e officine meccaniche.*
S. IT. ERNESTO BREDA, Via Bordoni, 9, MILANO. *Armi - Aeroplani - Macchine agricole e industriali - Costruzioni navali - Serbatoi - Pezzi stampati e forgiati, ecc.*
S. A. LAMINATOIO DI ARLENICO, LECCO. *Pezzi forgiati, fucinati e stampati, ferri lavorati, ferri tondi e profilati di ferro in genere.*
S. A. COSTRUZIONI FERROVIARIE E MECCANICHE - Stabil. AREZZO. *Lavori di grossa e media ferramenta in genere fucinata e lavorata. Carpenteria metallica. Ponti in ferro. Pali a traliccio. Incastellature di cabine elettriche e di blocco. Pensiline. Serbatoi. Tubazioni chiodate o saldate.*
S. A. STABILIMENTI DI S. EUSTACCHIO - S. EUSTACCHIO (Brescia). *Costruzioni e riparazioni di locomotive, meccanica di precisione, lavori di carpenteria di qualunque genere, navi da guerra e mercantili, grandi riparazioni navali.*
U.T.I.T.A., OFF. FOND. DI ESTE, V. P. Amedeo, 70 - ESTE.
TOVAGLIERI S.A.T. - BUSTO ARSIZIO. *Costruzioni meccaniche in genere - Materiale acquedotti.*
V.I.R.T.A. Via E. Breda, 120, MILANO. *Ingranaggi - Riduttori di velocità - Motoriduttori - Cambi di velocità.*

CRISTALLI E VETRI DI SICUREZZA:

FABB. PISANA SPECCHI E LASTRE COLATE DI VETRO DELLA S. A. DI ST. GOBAIN, CHAUNY & CIREY - Stabil. PISA. *« Securit » il cristallo che non è fragile e che non ferisce.*

CUSCINETTI:

RIV. SOC. AN. OFFICINE DI VILLAR PEROSA, Via Nizza, 148-158, TORINO. — *Cuscinetti a sfere, a rulli cilindrici, a rulli conici, a rulli elastici, reggispinta, sfere, rulli, rullini, catene silenziose, ammortizzatori, silent-blocs, sopporti, punterie.*

DIELETTRICI:

MONTI & MARTINI, S. A., Via Comelico 41, MILANO. *Materiali isolanti inerenti l'elettrotecnica, resine sintetiche, polveri plastiche, vernici, tele, nastri isolanti, laminati, micaniti, fili per resistenze elettriche.*

DISINCROSTAZIONE CHIMICA DELLE CONDOTTE D'ACQUA:

GIOVANNONI MARIO ING., Viale Belfiore 20, FIRENZE. *Disincrostazione chimica delle condotte d'acqua.*

ENERGIA ELETTRICA:

COMPAGNIA IMPRESE ELETTRICHE LIGURI, Via B. Deferrari 4, GENOVA. — *Energia elettrica.*
SOCIETÀ ADRIATICA DI ELETTRICITÀ, Palazzo Balbi, S. Tomà, VENEZIA. — *Energia elettrica.*
SOC. BORACIFERA DI LARDERELLO, via della Scala, 58, FIRENZE.

ESPLOSIVI, MICCIE, ECC.:

BASCHIERI & PELLAGRI - BOLOGNA. — *Munizionamento fuochi da guerra, polveri senza fumo, polveri nere di tutti i tipi.*
CAMOCINI & C., Via dei Mille 14, COMO. *Esplosivi, pedardi, fuochi pirotecnici, ecc.*
COCCIA S. & FIGLI - STABILIMENTO PIROTECNICO, Paliano. *Esecuzione di grandiosi spettacoli pirotecnici.*

ETERNIT:

S. A. ETERNIT PIETRA ARTIFICIALE, Piazza Corridoni, 8, GENOVA. *Lastre e tubi di cemento amianto.*

FAESITE:

S. A. FAESITE Cap. Soc. 9.000.000, Direz. Gen. PADOVA, Piazza Eremitani, 7. Stab. in Faè di Longarone.

FERRI:

CONSORZIO DERIVATI VERGELLA, V. T. Grossi, 1, MILANO.
FERRIERE DI CREMA, P. Stramezzi & C., CREMA. *Laminati di ferro - Trafilati.*
S. A. F.LLI VILLA FU PAOLO, V. Paolo Sarpi, 10, MILANO. *Profilati in comune e omogeneo e lamiere.*

FILTRI D'ARIA:

SOC. DI CONDENS. ED APPLICAZ. MECCANICHE, V. rcivescovado, 7, TORINO. *Filtri d'aria tipo metallico a lamierini oleati.*

FISSATIVO PER PITTURE EDILI:

STORTI DOTT. M. & C., Via F.lli Dattero 10, CREMONA. *Tenaxite trasparente, fissativo per pitture edili opache per esterno ed interno diluibili con acqua.*

FONDAZIONI:

S. A. ING. GIOVANNI RODIO, Corso Venezia, 14, MILANO.

FONDERIE:

ACCIAIERIE E FERRIERE LORMBARDE FALCK, Corso Littorio, 6, MILANO. — *Ghisa e acciaio fusioni gregge e lavorate.*
ARCI E. & SALADINI C., Viale della Vittoria 82, CIVITAVECCHIA. *Getti in ghisa e bronzo di qualsiasi genere.*
ANSALDO S. A. - GENOVA CORNIGLIANO.
BRAGONZI ORESTE & C. - LONATE POZZOLO. — *Fonderia.*
BRUSATORI ENRICO, Via Regina Elena 4, TURBIGO (Milano). *Materiali per condotte d'acqua.*

ANNO XXVIII - VOL. LV - N. 6. RIVISTA MENSILE Roma, 15 giugno 1939 (Anno XVII)
Abbonamento annuo: Pel Regno L. **72**; per l'Estero (U. P.) L. **120**. Un fascicolo separato rispettivamente L. **7,50** e L. **12,50**
Si distribuisce gratuitamente a tutti i soci del Collegio Nazionale degli Ingegneri Ferroviari Italiani
Quota annuale di associazione L. 36
Abbonamento annuo di favore a L. 36 per gli impiegati non ingegneri, appartenenti alle Ferrovie dello Stato all'Ufficio Speciale delle Ferrovie ed a Società ferroviarie private.

RIVISTA TECNICA DELLE FERROVIE ITALIANE

PUBBLICATA A CURA DEL

Collegio Nazionale degli Ingegneri Ferroviari Italiani

COL CONCORSO DELL'AMMINISTRAZIONE DELLE

FERROVIE DELLO STATO

Comitato di Redazione

REDAZIONE ED AMMINISTRAZIONE
PRESSO IL "COLLEGIO NAZIONALE DEGLI INGEGNERI FERROVIARI ITALIANI"
ROMA - Via delle Terme di Diocleziano, 90 - Telefono 44-303

SOMMARIO

Anno XXVIII - Vol. LV **15 Giugno 1939 - Anno XVII - N. 6**

RIVISTA TECNICA
DELLE
FERROVIE ITALIANE

Gli articoli che pervengono ufficialmente alla "Rivista„ da parte delle Amministrazioni ferroviarie aderenti ne portano l'esplicita indicazione insieme col nome del funzionario incaricato della redazione dell'articolo.

Impianti di diffusione sonora nelle stazioni ferroviarie

Ing. S. DORATI, per incarico del Servizio Lavori delle F. S.

(Vedi Tavv. da XV a XXIII fuori testo)

Riassunto. **— Fra gli impianti accessori che le ferrovie dello Stato vanno man mano estendendo allo scopo di rendere più facile e sollecito il movimento dei viaggiatori nelle stazioni e il loro avviamento ai treni in partenza comunicando ad essi, tempestivamente ed in modo chiaro e di facile percezione, le notizie e le istruzioni adatte, va annoverato in prima linea quello della diffusione di tali comunicazioni a mezzo di altoparlanti.**

Un tale impianto è in funzione da tempo nella stazione di Roma Termini; altri lo saranno fra breve in altre stazioni scelte fra le più importanti.

Nell'articolo che segue, dopo brevi cenni sui materiali e dispositivi più appropriati alle applicazioni ferroviarie, si descrive brevemente l'impianto di diffusione sonora che verrà eseguito nella stazione di Milano Centrale.

ASPETTO GENERALE DEL PROBLEMA

Il problema della diffusione di avvisi, comunicazioni, ordini ecc. nelle stazioni ferroviarie si presenta con caratteristiche del tutto differenti a seconda che si tratti di stazioni merci, di smistamento ecc. oppure di stazioni per viaggiatori.

Nelle prime trattasi per lo più di ordini o comunicazioni di carattere solitamente uniforme che devono raggiungere gli interessati in una zona determinata, dove essi prestano servizio. La diffusione avviene completamente all'aperto e quindi generalmente è immune dalle influenze nocive di echi, risonanze ecc. e perciò in questo caso vi è solo questione di potenza sonora. Una distribuzione di trombe esponenziali è in generale adatta e sufficiente allo scopo.

Nelle stazioni per viaggiatori, invece, il problema è più complesso, data la molteplicità delle notizie che occorre portare a conoscenza del pubblico, la distribuzione sparsa che i viaggiatori hanno nei locali della stazione ed il ridotto grado di attenzione che essi possono prestare, assillati come sono da varie preoccupazioni.

I segnalatori ottici da soli non si sono dimostrati completamente utili, inquantochè le loro indicazioni, oltre a dipendere dalle condizioni di illuminazione e dallo stato atmosferico, possono facilmente sfuggire all'attenzione del viaggiatore non pratico o distratto o intento ad altre cure.

Inoltre, questi mezzi di segnalazione sono, per così dire, rigidi nelle loro indicazioni, nel senso che non possono dare che poche segnalazioni sistematiche e male si prestano, a meno di eccessive e costose complicazioni, a variarle all'ultimo momento, come è invece necessario nel caso di ritardi di treni, o di cambiamento dei binari di ricevimento o di partenza, e tanto meno sono capaci di dare indicazioni di natura del tutto particolare ed improvvisa, come può occorrere in occasione degli intensi movimenti di viaggiatori o delle eccezionali punte del traffico che si verificano per feste, o manifestazioni politiche, religiose, sportive.

Specialmente in queste ultime circostanze si è constatata tutta l'utilità delle comunicazioni fatte a mezzo di altoparlanti opportunamente dislocati, anche all'infuori degli ambienti strettamente ferroviari (ad es. nei piazzali antistanti alle stazioni) e mercè i quali il movimento dei viaggiatori può venir disciplinato in modo facile e ordinato.

Ma anche nelle condizioni normali, altoparlanti disposti lungo i marciapiedi, negli atrii, sale d'attesa, ristoranti, si sono dimostrati utilissimi per avvisare i viaggiatori dell'arrivo o dell'imminente partenza dei treni, cambiamenti d'orari, ecc.

Di fronte a questi vantaggi le segnalazioni sonore presentano lo svantaggio di essere transitorie e fugaci, mentre quelle ottiche possono avere una durata estensibile a piacere e quindi possono dare per tutto il tempo necessario le indicazioni volute.

A tale inconveniente si rimedia normalmente ripetendo più volte la comunicazione, ma non sempre tale espediente è possibile, come ad es. in casi in cui le comunicazioni da fare siano molto numerose.

Sembra perciò che una soluzione completa, almeno nei casi più importanti, possa ottenersi soltanto mediante accoppiamento dei due sistemi, integrando l'impianto degli altoparlanti con quello di grandi quadri per le indicazioni ottiche. Dove queste indicazioni siano numerose e si voglia economizzare nelle dimensioni dei quadri e nel numero dei conduttori elettrici necessari pel loro azionamento, si potrà ricorrere a comandi del tipo selettivo.

Sempre nel caso delle segnalazioni sonore, le difficoltà da vincere nelle applicazioni ferroviarie sono in genere più gravose di un impianto sonoro comune. Esse sono sostanzialmente causate:

dalle speciali caratteristiche architettoniche degli atrii, tettoie, sale d'aspetto ecc.;

dalla necessità di impedire che comunicazioni che si fanno ad es. su un marciapiedi vengano udite da altro marciapiedi attiguo non interessato alle comunicazioni stesse;

dalla necessità di ottenere in tutta la zona sonorizzata, la chiarezza, intensità ed uniformità di diffusione necessarie per richiamare l'attenzione del pubblico e per dare una ottima intelligibilità della comunicazione, con assenza di echi, riverberazioni, risonanze, ecc.

Da ciò la necessità di uno studio accurato allo scopo di ottenere:

a) livelli medi di potenza sonora superiori a quelli occorrenti per gli impianti normali;

b) uniformità di distribuzione dell'energia sonora nella zona interessata in modo da ottenere il più alto rendimento ed evitare zone di silenzio e zone di eccesso, ricor-

rendo piuttosto all'impiego di numerosi altoparlanti di minor potenza anzichè ad uno o pochi altoparlanti di grande o di grandissima potenza e studiandone la ripartizione in modo opportuno nei riguardi degli effetti di riverberazione e di eco;

c) notevole fedeltà di riproduzione acustica;

d) facilità e semplicità di uso in modo da rendere possibile la manovra dell'impianto anche a personale non particolarmente specializzato;

e) massima sicurezza di funzionamento;

f) costruzione robustissima. In particolare gli altoparlanti da istallare sotto le tettoie o all'aperto dovranno essere atti a resistere all'umidità e all'azione del fumo e del vapore.

* * *

Gli impianti del genere sono già numerosi presso le varie Reti ferroviarie estere e presso anche le Ferrovie dello Stato, nel loro incessante perfezionamento, non potevano trascurare tale comodo e moderno mezzo di esercizio. Perciò, a prescindere dalle applicazioni ridotte eseguite in edifici o località riservate al solo personale ferroviario, sono in attuazione impianti di maggior mole per servizio del pubblico nelle principali stazioni della Rete, fra i quali il più complesso è quello della Stazione Centrale di Milano, che verrà brevemente descritto alla fine del presente articolo.

Anche in queste applicazioni il nostro Paese, che una volta era tributario dell'estero, si è ora emancipato completamente, e ciò mercè lo spirito d'iniziativa e l'abilità tecnica che la nostra industria radiofonica ha posto al servizio delle direttive del Duce.

CAPITOLO I.

PARTI COSTITUTIVE DEGLI IMPIANTI DI DIFFUSIONE SONORA.

Un impianto di diffusione sonora è schematicamente rappresentato dallo schizzo seguente (fig. 1), dal quale si vede che le parti essenziali sono:

il microfono;

l'amplificatore ed eventuale preamplificatore;

gli altoparlanti;

gli organi di connessione e di controllo;

le condutture elettriche.

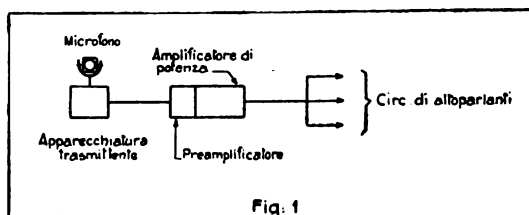



Fig. 1

MICROFONO.

È l'organo che trasforma l'energia sonora in energia elettrica, con forma d'onda corrispondente.

Un microfono adatto per le diffusioni nelle stazioni ferroviarie deve avere i seguenti requisiti:

a) buona fedeltà di riproduzione rispetto alla frequenza (assenza di distorsione lineare). Il microfono deve cioè trasmettere colla massima fedeltà possibile tutte le frequenze comprese nella voce umana.

Per la riproduzione della voce è in genere sufficiente che tale fedeltà di riproduzione si verifichi per una banda di frequenze compresa fra 100 e 3000 periodi al secondo circa, poichè in tale gamma sono comprese tutte le frequenze fondamentali della voce. Non vi sono però comprese le varie armoniche che le accompagnano, le quali si estendono sin oltre i 10.000 periodi al secondo.

La fedele riproduzione di queste armoniche contribuisce ad una riproduzione della parola assai più netta ed intelligibile (1) come occorre nel caso speciale degli impianti di diffusione sonora per le stazioni ferroviarie e perciò per tali impianti è desiderabile che la fedeltà di riproduzione del microfono rispetto alla frequenza si estenda a tutta la gamma compresa fra 100 e 10.000 Herz (periodi per secondo) con uno scarto massimo di ± 6 decibel (2) rispetto ad una frequenza intermedia di riferimento.

---

(1) Il concetto di nettezza o intelligibilità di una trasmissione è definito dal rapporto tra il numero di parole o di sillabe che vengono esattamente percepite al posto di recezione e il numero totale di parole o sillabe che sono state pronunciate al posto trasmittente.

Questo concetto è essenzialmente soggettivo, poichè dipende, oltre che dalla scelta del testo trasmesso e dalla silenziosità dei locali ove si trovano gli operatori, anche dalla destrezza di questi ultimi e perciò vale solo per un giudizio superficiale.

Per avere una buona intelligibilità, occorre siano esattamente percepite specialmente le consonanti. Ora, mentre i suoni delle vocali corrispondono a frequenze al di sotto di 3000 Herz, le consonanti corrispondono a frequenze fino a 10.000 Herz ed oltre. Perciò si deve cercare che l'impianto in ogni sua parte, a cominciare dal microfono trasmetta fedelmente la più larga banda possibile di frequenze.

(2) La sensazione auditiva che un suono produce nell'orecchio umano dipende anzitutto dalla sua intensità, ossia dall'energia acustica trasmessa per unità di tempo (potenza acustica) e per unità di superficie della fronte dell'onda sonora nella direzione di propagazione del suono.

Conforme alla legge di Fechner, di applicazione generale in fisiologia, si constata che se l'intensità del suono varia secondo la progressione:

a) 10 . 100 . 1000 . 10.000 ecc.....

la sensazione nell'orecchio umano varia secondo la serie dei numeri naturali

1 . 2 . 3 . 4 ecc.....

ossia secondo i logaritmi base 10 dei numeri della progressione *a*).

In altre parole le sensazioni prodotte nell'orecchio da due suoni le cui intensità siano nel rapporto da 100 ad 1 sono solamente una doppia dell'altra.

Se perciò si indica con I_0 l'intensità di un dato suono presa come termine di confronto, si deduce che quando tale suono ha acquistato l'intensità I, l'intensità della sensazione auditiva potrà esser espressa a mezzo del rapporto

$$\log_{10} \frac{I}{I_0}$$

il cui valore viene misurato in *bel*.

Siccome quest'unità è troppo grande, si usa in pratica il *decibel*, decima parte del bel.

L'intensità di sensazione auditiva viene allora espressa in decibel da

$$10 \log_{10} \frac{I}{I_0}$$

L'orecchio umano esercitato apprezza differenze dell'ordine di 1/2 decibel.

Più generalmente il decibel si intende come espressione del logaritmo del rapporto di due potenze o del rapporto delle corrispondenti sensazioni auditive

$$\text{decibel} = 10 \log_{10} \frac{P_1}{P_0} = \frac{S_1}{S_0}$$

o anche come espressione del valore di una di queste rispetto all'altra presa come base di confronto.

Quando, nel caso delle sensazioni auditive, si prende come base di confronto l'intensità sonora minima percepibile (soglia di udibilità) il decibel prende anche il nome di *fon*.

In altre parole, la curva che rappresenta la variazione della fedeltà in corrispondenza della frequenza (vedi diagrammi della fig. 6) deve restare compresa in una zona della larghezza massima di 12 decibel.

b) esatta proporzionalità fra la tensione di uscita e l'azione dovuta all'onda sonora. Il microfono cioè deve esser esente, per quanto possibile, da distorsioni non lineari. Quando non esista la proporzionalità suddetta, il microfono introduce, per conto proprio, delle frequenze che non figuravano nell'onda sonora originale e conseguentemente ne risultano alterati il tono e il timbro della voce, a scapito dell'intelligibilità della parola;

c) elevato livello d'uscita (sensibilità), il quale viene d'ordinario misurato in millivolt per microbar (3). Quanto più alto è questo livello e tanto minore risulta — coeteris paribus — l'amplificazione necessaria con conseguente semplificazione dei circuiti e risparmio di numero di valvole impiegate;

d) insensibilità alle variazioni di temperatura e stagionali;

e) bassa sensibilità ai disturbi;

f) insensibilità alle scosse e vibrazioni;

g) costo moderato.

I tipi fondamentali di microfoni sono quelli a carbone, a condensatore, a bobina mobile, a nastro e piezoelettrico.

* * *

Il *microfono a carbone* il cui funzionamento è troppo conosciuto perchè sia il caso di descriverlo, viene oggi usato negli impianti che ci occupano solo eccezionalmente poichè, di fronte al vantaggio di una notevole sensibilità e di un costo modesto, presenta parecchi inconvenienti e precisamente quelli di riprodurre una gamma limitata di frequenze (vedi curva 1 del diagramma fig. 6), di dar luogo a distorsioni non lineari perchè la variazione della sua resistenza non è esattamente proporzionale alla pressione acustica e di presentare un notevole rumore di fondo (fruscìo) dovuto a variazioni transitorie di resistenza dei granuli di carbone, ed una marcata sensibilità ai disturbi acustici ed alle scosse che lo rendono poco indicato per la particolare applicazione di cui ci occupiamo.

Inoltre esso ha assolutamente bisogno di una corrente di alimentazione, per cui è necessario introdurre una batteria di pile a tensione continua da 2 a 8 volta a seconda dei tipi, o ricorrere a speciali artifici che consentano di derivare tale tensione dalla tensione di alimentazione degli amplificatori associati al microfono.

Infine esso è facilmente deteriorabile perchè il passaggio della corrente fra i granuli di carbone determina delle bruciature che producono, a breve scadenza, il peg-

(3) Il suono genera nelle particelle d'aria atmosferica dello spazio circostante (campo sonoro) degli stati di compressione o di decompressione, il cui valore viene misurato in dine per cm² o *barie*. Poichè questa unità è praticamente troppo grande, viene in generale usato un suo sottomultiplo, cioè il *microbar* che è la milionesima parte della baria.

La tensione d'uscita del microfono viene misurata in millivolt e il suo rapporto alla pressione sonora è la sensibilità del microfono.

In un buon microfono questa sensibilità deve avere un valore quanto più possibile uguale per ogni frequenza.

giorare del suo funzionamento. La riproduzione della parola divenuta allora permanentemente cattiva.

Il *microfono elettrostatico o a condensatore,* in uso dopo il 1920, è sostanzialmente formato da una piastra rigida di ottone alla quale è affacciato un diaframma di alluminio o sua lega, distanziato da un sottilissimo anello isolante, in modo da costituire un condensatore con dielettrico d'aria. Uno speciale dispositivo assicura l'equilibrio di pressione fra l'aria che funziona da dielettrico e l'aria atmosferica, pur impedendo la penetrazione dell'umidità e della polvere.

Inserendo questo microfono in un circuito a corrente continua in serie con una resistenza di opportuno valore, le variazioni di capacità che si producono per effetto delle vibrazioni del diaframma, sotto l'azione delle onde sonore, si traducono in corrispondenti variazioni di tensione ai capi di tale resistenza.

Il microfono a condensatore ha una notevole fedeltà ma un livello d'uscita molto basso e perciò richiede sempre l'impiego di un preamplificatore; inoltre esso è eccessivamente sensibile alle variazioni di umidità, di temperatura e di pressione nonchè alle scosse e vibrazioni. Il suo costo è piuttosto elevato.

Attualmente è in corso di studio un microfono a condensatore nel quale viene impiegato un dielettrico solido, con che esso viene reso insensibile alle scosse meccaniche. Questo tipo potrà riuscire vantaggioso quando sarà stato reso completamente pratico.

Il *Microfono a bobina mobile o elettrodinamico a pressione* il cui aspetto esterno è rappresentato nella fig. 2, è costituito essenzialmente da una bobina moventesi nell'intraferro di un magnete e solidale col consueto diaframma. Le vibrazioni sonore che colpiscono quest'ultimo producono un corrispondente movimento della bobina e inducono in questa delle forze elettromotrici che vengono utilizzate dopo conveniente amplificazione.

Tale microfono non ha una grande fedeltà poichè trasmette senza distorsione soltanto una banda di frequenza fra 300 e 3500 Herz (curva 2 del diagramma fig. 6) e perciò, la riproduzione della parola, a causa della limitata zona di frequenza trasmessa, non è particolarmente buona.

Esso è quindi attualmente impiegato soltanto nelle stazioni di smistamento. Se riuscirà possibile migliorarlo, estendendo la zona delle frequenze trasmesse, specialmente verso la parte alta, esso potrà avere più largo impiego.

Anch'esso ha un livello d'uscita molto basso, il che implica quindi l'impiego di una forte preamplificazione.

Il suo costo è relativamente basso.

Il *microfono a nastro o elettrodinamico a velocità o a gradiente di pressione* rappresentato nel suo aspetto esterno dalla fig. 3, è costituito da un sottile nastro di duralluminio disposto fra i poli di un elettromagnete nel piano delle linee di forza del campo magnetico. Allorquando, per effetto delle onde sonore che lo colpiscono, il nastro entra in vibrazione, esso diventa sede di una forza elettromotrice ed ai suoi capi si manifesta quindi una differenza di potenziale.

Siccome entrambe le faccie del nastro sono esposte all'onda sonora, tale differenza di potenziale è funzione del gradiente di pressione. Questo a sua volta varia proporzionalmente al coseno dell'angolo d'incidenza dell'onda sonora.

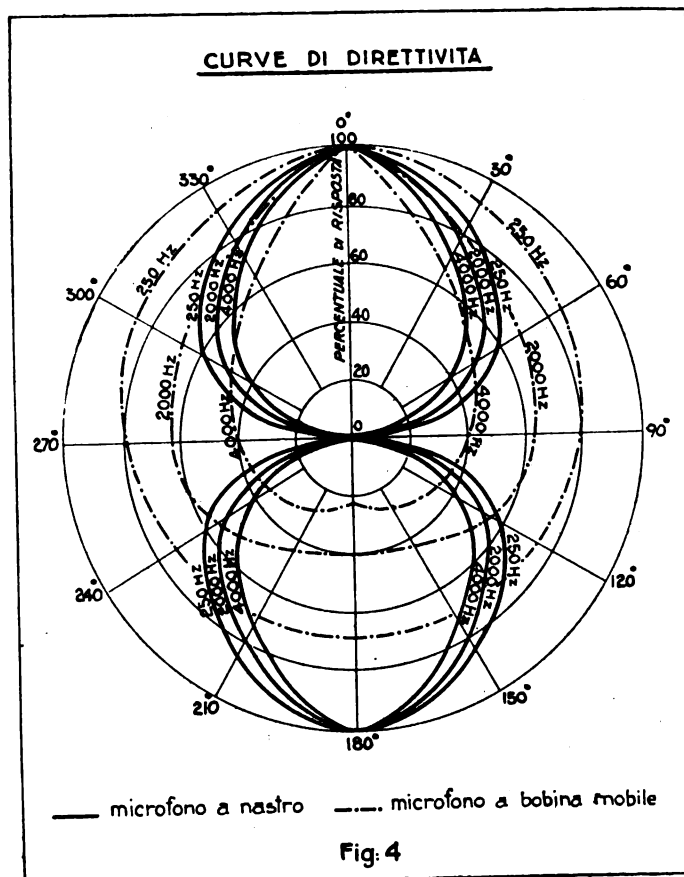
FIG. 2. — Microfono a bobina mobile

FIG. 3. — Microfono a nastro

Appunto per questo il microfono a nastro ha, rispetto agli altri, una particolare caratteristica, ossia la direttività. Le onde sonore che arrivano al microfono nella direzione del piano del nastro non lo impressionano, mentre le onde sonore che giungono secondo una direzione perpendicolare, producono il massimo effetto.

Nel diagramma della fig. 4 è rappresentato graficamente tale effetto di direttività reso più evidente dal confronto colle analoghe curve di direttività di un microfono a bobina mobile.

Tale caratteristica, se lo rende vantaggioso in de-

Fig. 4

terminate applicazioni (ad es. cinematografia sonora) permettendo essa di eliminare i rumori estranei, lo rende meno adatto per altro.

Nel caso delle applicazioni che ci occupano, la caratteristica suddetta torna utile in quanto permette di ottenere, con un opportuno orientamento del microfono, che questo sia reso meno sensibile ai rumori perturbatori propri delle stazioni ferroviarie.

Il microfono a nastro è scevro di rumore di fondo, ma ha una sensibilità molto bassa, il che richiede una forte preamplificazione.

Fig. 5. — Microfono piezoelettrico

La zona di frequenze trasmessa è compresa fra 30 e 10.000 Herz, con una fedeltà altissima come lo mostra la curva di risposta quasi rettilinea (linee 3 e 3' del diagramma fig. 6). A questo vantaggio si contrappone però lo svantaggio di una certa fragilità dovuta ad una minor resistenza meccanica agli urti ed alle vibrazioni.

Malgrado questo, il microfono a nastro per la sua elevata fedeltà di riproduzione è quello che meglio di ogni altro si presta per trasmissioni di alta classe.

Il suo costo è relativamente elevato.

Il *microfono piezoelettrico,* basato sulle note proprietà dei cristalli di Rochelle è costituito essenzialmente da piastrine di cristallo (tartrato doppio sodico potassico) tagliate secondo determinate direzioni. Quando tali piastrine vengono sottoposte a sollecitazioni meccaniche, si sviluppano, sulle loro faccie, delle cariche elettriche che si possono raccogliere attraverso elettrodi applicati alle faccie stesse, ottenendosi così delle differenze di potenziale, proporzionali alle forze meccaniche agenti.

Tali piastrine funzionano insomma in modo del tutto paragonabile a quello delle lamine termoelettriche bimetalliche.

L'elemento sensibile è rigidamente collegato al diaframma in duralluminio che gli trasmette le vibrazioni a cui è soggetto quando è colpito da onde sonore.

La fig. 5 mostra l'aspetto esterno del microfono piezoelettrico.

Le ottime caratteristiche di questo microfono e cioè:

buona riproduzione della parola come risulta dalla curva 4 del diagramma di fedeltà (figura 6), la quale resta compresa in una striscia di 8 decibel da 50 fino a 5000 Herz;

buona sensibilità, specie con elementi accoppiati (tensione d'uscita di circa 10 mV. sulla resistenza ottima di carico) per cui può fare a meno del preamplificatore che è invece necessario con altri tipi;

autogenerazione della corrente;

scarsa sensibilità alle scosse meccaniche e nessuna sensibilità all'influenza dei campi magnetici (a differenza degli altri microfoni);

costo non molto elevato;

ingombro e peso ridottissimi;

gli apriranno completamente il campo se si riuscirà ad ottenere una completa insensi-

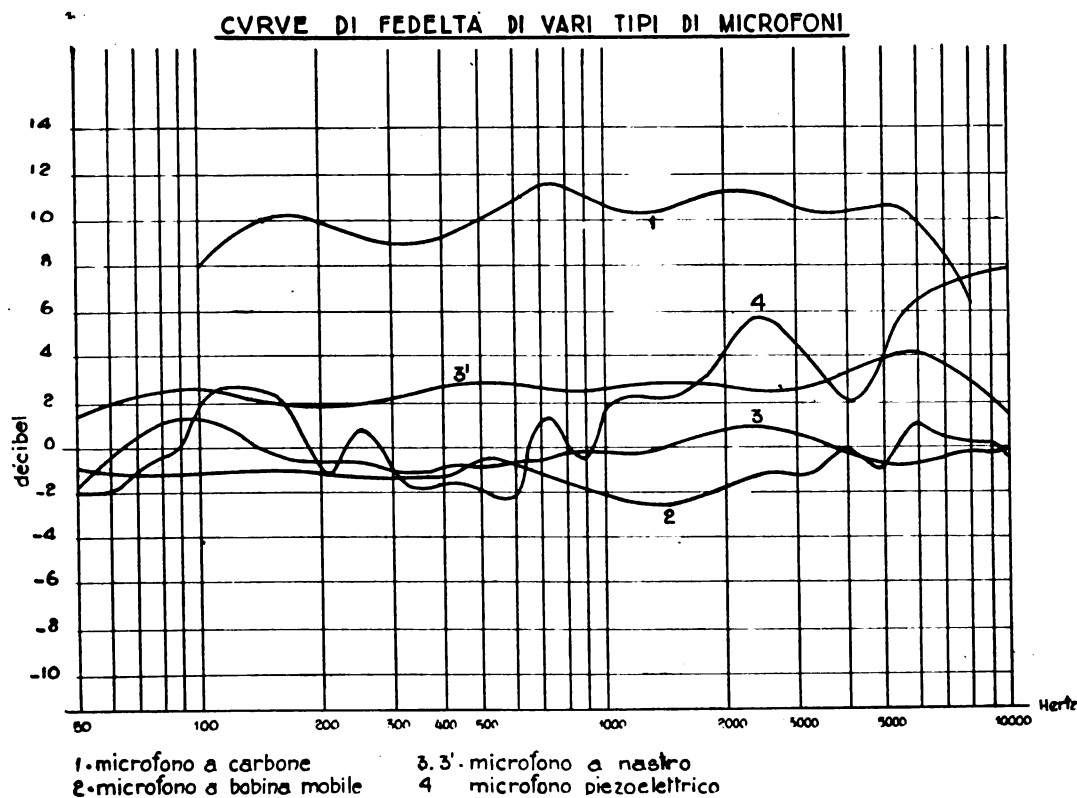



FIG. 6.

bilità alle temperature fino a circa 60°, poichè il microfono, alle alte temperature, a causa del deterioramento dei cristalli, dovuto alla separazione dell'acqua di cristallizzazione, si danneggia.

* * *

Dalle cose dette risulta che, dei tipi sopra ricordati di microfoni, quello a carbone e quello piezoelettrico presentano la maggiore sensibilità, poi vengono quelli a nastro ed a bobina mobile ed infine quello a condensatore.

Ma il requisito della sensibilità è praticamente meno importante di quello della fedeltà e dell'assenza di rumori di fondo, poichè — entro certi limiti — si può sempre supplire ad una scarsa sensibilità con un'accresciuta amplificazione.

In pratica, tutti i microfoni, in maggior misura quello a condensatore e in minore quelli piezoelettrico e a carbone, attesa l'esiguità della potenza che essi mettono in gioco, richiedono una preliminare amplificazione, affinchè il segnale immesso nel primo stadio dell'amplificatore abbia un'ampiezza sufficiente.

Perciò il microfono è corredato da un preamplificatore che in generale è collocato nello stesso locale del microfono o, comunque, assai vicino perchè diversamente le perdite in linea sono troppo grandi e il rapporto segnale-disturbo diventa troppo sfavorevole.

Per l'attacco del microfono ai conduttori di linea o al preamplificatore è necessario un trasformatore di accoppiamento il quale, in generale, è, per costruzione, unito al microfono e serve per adattare l'impedenza del microfono all'impedenza del circuito di ingresso dell'amplificatore o preamplificatore.

Amplificatori.

Sono destinati ad amplificare la potenza trasmessa dal microfono di tanto quanto occorre per far funzionare uno o più altoparlanti.

I principali requisiti che si richiedono ad un amplificatore sono:

la fedeltà in frequenza (assenza di distorsione lineare) cioè risposta uniforme per tutte le frequenze della banda che interessa;

l'assenza di distorsioni non lineari;

l'assenza di ronzio. Quest'ultima proprietà deve esser particolarmente spiccata nei preamplificatori, perchè il ronzio eventualmente introdotto da essi viene successivamente esaltato dall'amplificatore di potenza;

l'antimicrofonicità;

il perfetto filtraggio della corrente di alimentazione;

l'assoluta silenziosità dei comandi.

Per aumentare la fedeltà e diminuire le distorsioni, si usano speciali accorgimenti, il più notevole dei quali è la « controreazione ».

Per eliminare il ronzio, oltre all'adozione di accurate schermature dei circuiti, si ricorre anche a speciali trasformatori con avvolgimenti antironzio.

Gli amplificatori si distinguono in amplificatori di tensione (preamplificatori) e in amplificatori di potenza.

Non ci addentreremo qui nella descrizione di dettaglio degli amplificatori, nè in quella delle proprietà, caratteristiche e funzionamento delle valvole termoioniche, sul cui impiego essi sono basati. In questo secolo eminentemente radiofilo, tali apparecchi ed organi sono ben noti alla generalità. Tratteremo quindi di essi soltanto quei punti che hanno stretta attinenza cogli impianti di cui si occupa il presente scritto.

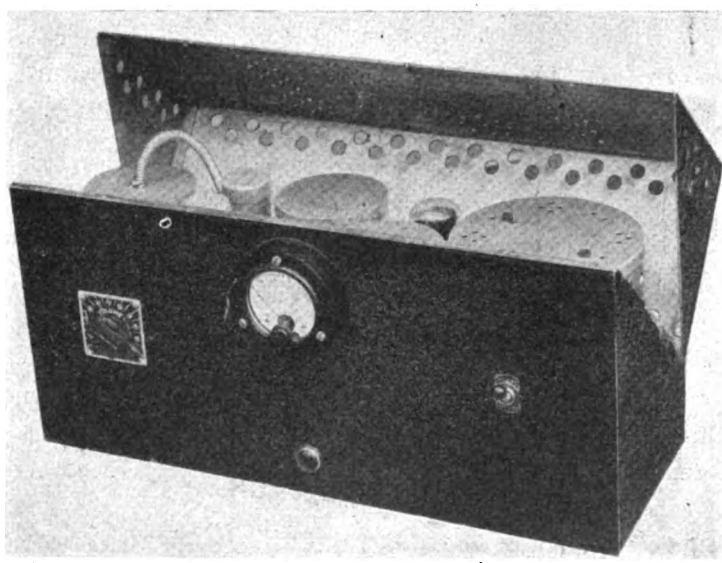



Fig. 7. — Preamplificatore microfonico.

Amplificatore di tensione (*Preamplificatore*). — È un apparecchio

atto a trasformare la debolissima tensione proveniente dal microfono in tensione più elevata, di piccola potenza, ma tuttavia atta ad eccitare un amplificatore di potenza (fig. 7).

L'amplificazione della tensione è dell'ordine di 50.000 volte; la potenza d'uscita dell'ordine di qualche decimo di watt.

Alcune volte l'amplificatore di tensione è incorporato nell'amplificatore di potenza, come stadio di preamplificazione. Questo dispositivo è consigliabile solo nel caso che si usi un microfono a carbone o un rivelatore fonografico. Invece nel caso in cui si usino microfoni ad alta fedeltà (elettrodinamici, piezoelettrici) occorre usare un preamplificatore ed un amplificatore di potenza separati.

Amplificatore di potenza (fig. 8). — Serve a trasformare la corrente di piccola potenza erogata da un microfono o da un preamplificatore (dell'ordine del decimo o di alcuni centesimi di watt) in una corrente di potenza sufficiente ad azionare uno o più altoparlanti (anche centinaia di watt).

FIG. 8. — Amplificatore 100 W.

Si costruiscono amplificatori di varie potenze, a seconda delle applicazioni e del numero e dimensioni degli altoparlanti da azionare.

Il fatto di amplificazione dato dal rapporto fra il valore del segnale d'entrata e quello del segnale di uscita, misurato fra le placche delle valvole finali, si aggira negli amplificatori normalmente usati intorno a parecchie decine di migliaia.

Si costruiscono anche amplificatori la cui potenza finale è suddivisa in più unità amplificatrici funzionanti in parallelo e il cui numero è fatto variare a seconda della potenza richiesta.

Per amplificatori fino a 10 watt si usano indifferentemente i tipi di classe A o di classe B: per quelli invece di potenza superiore si usano solo quelli di classe B od A-B.

Il gruppo di due valvole contrapposte in classe A dà una potenza leggermente superiore al doppio di quella data da una sola valvola fatta lavorare nelle stesse condizioni. Il vantaggio principale di questo sistema è quello di dare un'ottima qualità della riproduzione. In contrapposto esso dà un basso rendimento e questa è la ragione per cui esso è usato solo negli amplificatori di piccola potenza.

L'amplificazione in classe B ha, particolarmente per le grandi potenze, una serie di vantaggi, principalmente quello della minor potenza assorbita, d'onde notevole risparmio di spesa di esercizio. In pari tempo l'amplificatore di classe B richiede minor numero di stadi di amplificazione e quindi — in generale — un minor numero di valvole. Per contro esso dà un grado alquanto più elevato di distorsione principal-

mente nel caso di piccole potenze, ma nel caso di diffusione della sola parola, come negli impianti che ci occupano, tale difetto è appena rilevabile.

Un buon compromesso si ottiene utilizzando gli amplificatori in classe A-B.

Per il circuito di entrata degli amplificatori viene impiegato, a seconda dei casi, l'accoppiamento per resistenza oppure quello a trasformatore. Il primo è meno sensibile ai disturbi e trasmette una zona di frequenze più ampia.

Per poter ammettere una certa caduta di tensione nel caso di una notevole distanza fra il microfono e l'amplificatore, come può avvenire qualche volta per l'opportunità di riunire gli amplificatori relativi a diversi microfoni in un unico locale, deve prescriversi di poter raggiungere l'intera potenza nominale di uscita anche con una tensione d'entrata di 0,1 V.

L'uscita dall'amplificatore deve esser distinta per ogni circuito di altoparlanti per evitare perdite di potenza e distorsioni.

Alcune volte all'uscita dell'amplificatore il rapporto di trasformazione del trasformatore è regolabile in modo di avere diverse tensioni alle quali corrisponda l'erogazione rispettivamente dell'intera potenza nominale, di metà potenza e di un quarto di potenza. L'ulteriore regolazione della potenza erogata si ottiene a mezzo di resistenze di regolazione.

Poichè gli altoparlanti devono esser pronti a funzionare in qualsiasi momento è necessario di abbreviare quanto più possibile il tempo di riscaldamento delle valvole amplificatrici. Ciò può ottenersi in due modi e cioè: o con l'inserzione di un breve soprariscaldamento iniziale o con l'adozione di un preriscaldamento permanente ottenuto con una corrente permanente di appropriato valore fornita o da un apposito generatore o prelevata dalla rete stradale.

Malgrado il maggior consumo di corrente a cui esso dà luogo, il secondo sistema è quello quasi esclusivamente impiegato perchè il sistema del soprariscaldamento iniziale ha il difetto di sovrasollecitare le valvole e quindi pregiudicarne la durata ed inoltre non sempre dà un sufficiente abbreviamento del tempo di riscaldamento.

Gli amplificatori vengono in generale alimentati di corrente dalla rete stradale, con interposizione, per quanto riguarda i circuiti anodici, di un raddrizzatore o convertitore.

ALTOPARLANTE.

È l'organo che compie la trasformazione inversa di quella del microfono, cioè trasforma l'energia elettrica in energia sonora.

L'altoparlante rappresenta l'ultimo anello della catena di trasformazioni elettroacustiche e, pel fatto di essere a diretto contatto col pubblico e sottoposto alle sue critiche, dà la sensazione, sia pure grossolana, ma evidente ed immediata, della più o meno corretta esecuzione dell'impianto. Occorre dunque portare nella scelta di questo organo la massima attenzione tanto dal lato del tipo e della potenza, quanto da quello della distribuzione ed ubicazione.

Le caratteristiche fondamentali di un altoparlante sono:

la potenza elettrica assorbita;
la fedeltà di riproduzione;
la direzionalità;
il rendimento acustico.

Come è noto, gli altoparlanti sono di diversi tipi, di cui due principali, e cioè quello elettromagnetico e quello elettrodinamico.

Gli altoparlanti del tipo elettromagnetico sono ormai quasi completamente abbandonati in causa della loro piccola potenza utile e della fedeltà piuttosto mediocre. Negli impianti di diffusione sonora essi vengono ancora qualche volta usati come altoparlanti spia o di controllo.

Gli altoparlanti elettrodinamici sono di due tipi, cioè: elettrodinamici propriamente detti ed elettrodinamici a magnete permanente o magnetodinamici, a seconda che il campo magnetico in cui è immersa la bobina mobile è ottenuto con un elettromagnete (fig. 9) o con un magnete permanente (fig. 10).

FIG. 9. Altoparlante elettrodinamico.

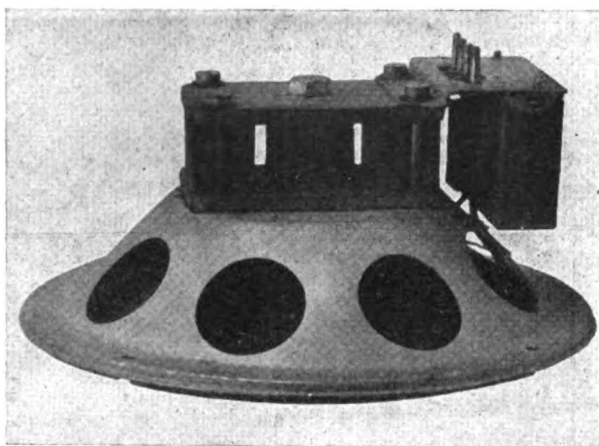



FIG. 10. — Altoparlante a magnete permanente.

Nel caso degli altoparlanti elettrodinamici, l'eccitazione può esser data direttamente dall'amplificatore oppure separatamente da un raddrizzatore: quest'ultimo dispositivo è consigliabile nel caso che gli altoparlanti siano numerosi.

Nel caso invece degli altoparlanti magnetodinamici, si ha il vantaggio di risparmiare l'energia di eccitazione del campo e la relativa linea di adduzione.

Sino a poco tempo addietro i tipi ad elettromagnete predominavano completamente in ragione della maggior intensità del campo magnetico e quindi della maggior potenza ottenibile con essi. Ultimamente però si è giunti ad ottenere, con magneti fatti con acciai speciali al nichel e al nichel-cobalto, campi intensissimi e durevoli.

Cosicchè la scelta fra l'uno e l'altro tipo si riduce al confronto fra il maggior costo dell'altoparlante a magnete e il risparmio dell'energia e della linea di eccitazione con esso realizzabile e quindi dipende, in ultima analisi, dalle caratteristiche dell'impianto nei riguardi della lunghezza dei cavi e del numero di altoparlanti.

Riguardo alla loro realizzazione pratica, gli altoparlanti si possono distinguere in diverse categorie, e cioè:

Altoparlante a cassetta (fig. 11). — Questa ha lo scopo di evitare, colla sua parte frontale, la dispersione laterale delle note basse.

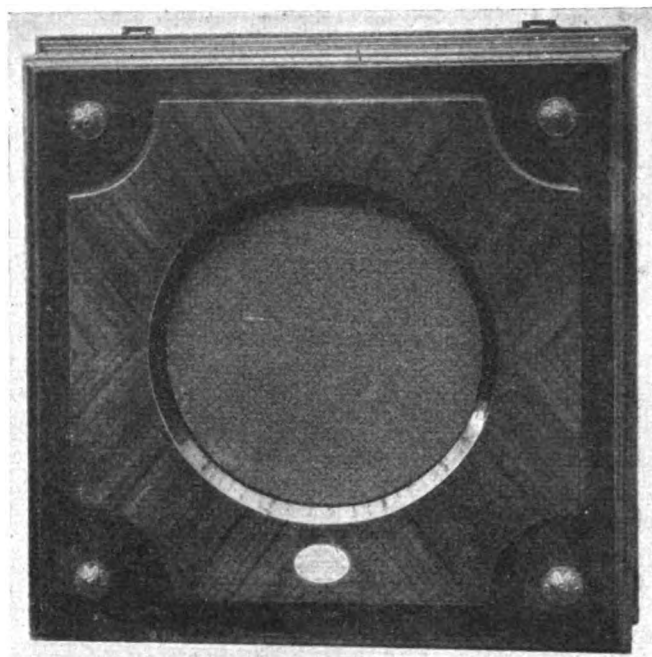
Grande importanza hanno la forma e le dimensioni del cono sull'effetto di concentrazione della trasmissione in una data direzione, ad es. lungo l'asse di un marciapiedi in modo da impedire che essa venga percepita dai marciapiedi vicini.

Questo scopo è raggiungibile solamente in parte, perchè le frequenze più elevate (> 5000 Herz) seguono bene la direzione fissata dal cono, mentre le frequenze più basse (<5000 Herz) si propagano anche lateralmente. Invero il rendimento direzionale diminuisce quando le dimensioni del cono sono molto piccole rispetto alla lunghezza d'onda, il che maggiormente si verifica per le basse frequenze.

Fig. 11. — Alto parlante a cassetta.

Da ciò ne consegue che ai lati dell'altoparlante la trasmissione è distorta in causa della non uniforme distribuzione delle frequenze.

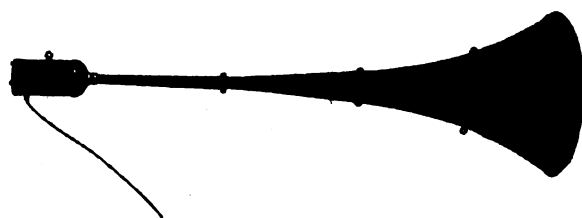
Gli altoparlanti a cassetta vengono impiegati sotto le tettoie e le pensiline e nelle sale d'aspetto, atri, ecc.

Essi vengono in tali casi distribuiti abbastanza fittamente ed hanno perciò potenze limitate, non superiori ai 5 watt.

Gli altoparlanti a cassetta possono esser ad una o due direzioni, cioè con solo cono anteriore, oppure con cono anteriore e cono posteriore.

Altoparlante a tromba esponenziale. — È usato quasi esclusivamente per istallazioni all'aperto ed è caratterizzato da un elevato rendimento acustico, da una notevole fedeltà entro la gamma 400 ÷ 4000 Herz e da una spiccata direttività (secondo l'asse della tromba).

L'unità dinamica di questo altoparlante può esser tanto ad elettromagnete quanto a magnete permanente ed è racchiusa in apposito involucro che, oltre allo scopo della protezione, ha anche quello di impedire che il suono venga irradiato dalla parte posteriore dell'apparecchio (fig. 12).

Fig. 12. — Altoparlante a tromba.

Fra l'unità dinamica e l'imboccatura della tromba è inserita una camera di pressione che agisce come organo di adattamento fra la superficie più grande del cono dell'altoparlante e quella più piccola dell'imboccatura o gola della tromba, così da permettere il miglior trasferimento dell'audioenergia dal cono dell'unità dinamica alla tromba. Questa serve per il trasferimento dell'energia proveniente dalla gola e quindi dall'unità dinamica all'aria libera. La forma più adatta

per la tromba è quella a profilo esponenziale (donde il nome) che ha la proprietà di presentare resistenza acustica costante lungo tutta la sua lunghezza.

L'altoparlante a tromba esponenziale dà un'eccellente trasmissione del suono in una direzione determinata sopratutto per le frequenze più elevate. Esso è particolarmente adatto per le diffusioni all'aperto (piazzali di stazioni, stazioni di smistamento ecc.) sopratutto quando la trasmissione deve esser prevalente in una data direzione.

Altoparlante a pioggia o a fungo (fig. 13). — È molto usato per diffusioni all'aperto. Contiene una o più unità dinamiche e a seconda della loro disposizione e della loro relazione di fase si possono ottenere particolari effetti direzionali.

FIG. 13. — Altoparlante a pioggia.

Un tipo molto interessante di altoparlante a pioggia con più unità è quello cosiddetto *anticco* costituito da due campane sovrapposte contenenti ciascuna 6 unità dinamiche. I due gruppi di unità sono fra di loro in opportuna relazione di fase.

L'altoparlante, che presenta una notevole fedeltà e può raggiungere potenze fino a 70 watt, dà un'irradiazione entro una zona conica ben definita e rivolta verso il basso, con una estinzione netta fuori della zona, cosicchè è possibile collocare i microfoni anche vicino ad esso senza che si verifichino effetti di reazione microfonica.

* * *

Come si è già visto essere opportuno per l'uscita degli amplificatori, così anche l'entrata degli altoparlanti può molto opportunamente esser disposta in modo di ricevere diverse tensioni alle quali corrispondano rispettivamente l'intera potenza nominale, la metà potenza ed un quarto di potenza. Ciò permetterà di ottenere una larga regolazione di potenza del circuito di altoparlanti e specialmente l'inserzione in parallelo di più altoparlanti, ed inoltre anche la libera inserzione degli altoparlanti sull'amplificatore.

Così pure si può dotare ciascun altoparlante di un proprio regolatore di volume di tipo a compensazione che permetta di adeguare bene la potenza dell'altoparlante alla zona o ambiente in cui l'altoparlante stesso deve agire e senza che la sua manovra faccia variare il carico sugli amplificatori e quindi senza influire sugli altri altoparlanti.

DISPOSITIVI DI COMANDO E DI CONNESSIONE

L'insieme degli organi necessari per l'inserzione e la disinserzione, la regolazione e il controllo dei circuiti di altoparlanti, trova posto in un banco di comando che viene collocato in apposito locale insieme al microfono, ed eventualmente, ad un complesso fonografico e radioricevente per poter effettuare anche trasmissioni varie.

I tipi fondamentali di impianto che si possono presentare, si riducono ai tre seguenti:

a) Unico posto di comando (ad es. l'Ufficio del Dirigente il movimento) azionante per mezzo di un unico amplificatore uno o più altoparlanti o circuiti di altoparlanti. È questo il caso delle stazioni piccole e medie, nelle quali il servizio di diffusione sonora può esser espletato dallo stesso Dirigente.

b) Più posti di comando, azionati ciascuno uno o più altoparlanti o circuiti di altoparlanti. La natura e la durata delle comunicazioni sono in generale tali che possono venir effettuate in tempi successivi e perciò generalmente basta un solo preamplificatore ed un solo amplificatore di potenza a servire parecchi ed eventualmente anche tutti i posti di comando. I relativi microfoni sono allora collegati da un sistema di blocco, ottenuto a mezzo di relè, che permette l'uso di un solo microfono per volta.

c) Più posti di comando possono azionare, l'uno indipendentemente dall'altro, ciascuno uno o più altoparlanti. Si hanno perciò tanti microfoni e tanti amplificatori di potenza quanti sono i posti di comando.

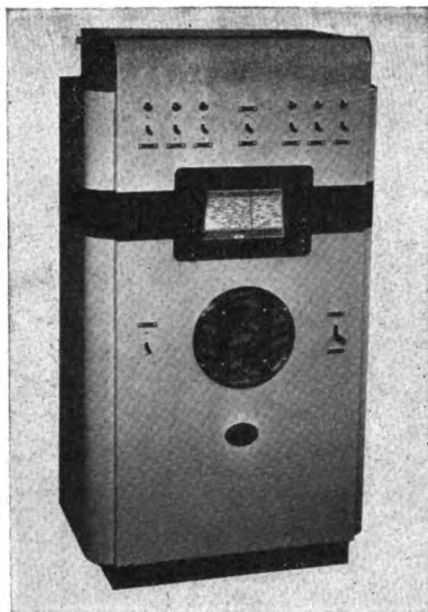



Fig. 14.

In generale poi, uno od alcuni di questi posti di comando, appositamente designati, possono, con precedenza assoluta comandare tutti i circuiti di altoparlanti.

Nella fig. 14 è rappresentanto un banco di comando o centralino per un posto di comando della categoria *a)*.

Nella parte anteriore del cofano, che negli impianti moderni è in forma di mobile metallico, si vedono oltre all'apparecchio radioricevente e al dispositivo fonografico, l'altoparlante spia e, di fianco ad esso, l'interruttore generale e quello di comando del detto altoparlante. Il primo di tali interruttori è generalmente provvisto di lampada di spia.

Superiormente al centralino, viene molte volte disposto un quadro indicatore luminoso comprendente essenzialmente una planimetria luminosa della stazione suddivisa nelle zone servite dai vari circuiti di altoparlanti; essa dovrà illuminarsi in corrispondenza della zona servita allorquando viene azionato il pulsante d'inserzione del relativo circuito.

Il centralino è inoltre munito di regolatore di volume e, a volte, anche di regolatore di tonalità.

Inoltre un apposito tasto serve, azionando un relè, ad inserire o il preriscaldamento, oppure il pieno riscaldamento e ad applicare successivamente la tensione anodica all'amplificatore. Una lampada di spia controlla queste manovre.

Superiormente, al centro, si vede il commutatore per passare dal funzionamento su microfono a quello su fonografo o radio, nel caso che l'impianto sia dotato anche di questi apparati e, lateralmente, gli interruttori di comando degli altoparlanti o circuiti di altoparlanti. Ciascuno di tali interruttori è provvisto di lampada di spia che indica appunto l'avvenuta inserzione.

In molti tipi tali lampade sono al neon o analoghe e lampeggiano, durante la conversazione, al ritmo delle vibrazioni della parola, mostrando così che l'amplificatore funziona regolarmente.

Ognuno degli interruttori di comando è provvisto pure di una resistenza zavorra equivalente a quella dell'altoparlante o degli altoparlanti corrispondenti, in modo che, quando gli altoparlanti vengono esclusi, resta inserita, in loro vece, la resistenza e quindi non varia il carico sull'amplificatore.

Nella parte interna del cofano si trova un'incastellatura sulla quale sono disposti, oltre al preamplificatore ed all'amplificatore di potenza, tutti i meccanismi di comando e i fusibili necessari.

Per i posti della categoria *b*) si devono prevedere, come si è già accennato, dei dispositivi di blocco per impedire l'uso contemporaneo di due o più microfoni.

Perciò, quando si mette in servizio uno dei microfoni, il corrispondente gruppo di altoparlanti viene automaticamente connesso all'uscita dell'amplificatore di potenza e viene dato, pure automaticamente, il riscaldamento totale alle valvole dell'amplificatore ed una lampada di segnalazione sul banco di comando conferma, accendendosi, che il gruppo è pronto ad entrare in azione. Contemporaneamente, negli altri banchi aventi la possibilità di azionare lo stesso gruppo, si accende una lampada rossa di occupazione indicante che il relativo microfono è escluso dal circuito.

Riagganciando il microfono che prima era in servizio, il relativo posto di trasmissione si disinserisce automaticamente; tutto ritorna allo stato di riposo e si può così, da un posto qualsivoglia, iniziare una nuova trasmissione.

Per impedire che da qualche posto possa esser iniziata una comunicazione mentre le valvole dell'amplificatore sono ancora in fase di preriscaldamento, un apposito dispositivo di ritardo mantiene la segnalazione di occupato relativa al microfono che si vuol mettere in funzione fino a riscaldamento completo.

I dispositivi di comando degli impianti della categoria *c*) sono in tutto informati agli stessi concetti di quelli della categoria *b*). Di più è però realizzata la possibilità che il posto principale, avente la precedenza sugli altri, possa in modo selettivo, mettere fuori circuito uno o più degli altri posti e sostituirsi ad essi nel comando dei corrispondenti altoparlanti o circuiti di altoparlanti.

Negli impianti di questa categoria dove il numero di preamplificatori è spesso notevole, torna molte volte opportuno riunire tutti questi organi in uno stesso locale insieme agli altri impianti telefonici. Ciò porta notevoli vantaggi dal lato della manutenzione.

Conduttore.

Per il collegamento degli impianti di trasmissione con quelli di amplificazione, si devono esclusivamente conduttori schermati, onde prevenire l'influenza di correnti perurbatrici. La schermatura — ad es. involucro di piombo — deve esser messa bene a terra e così pure l'incastellatura dell'amplificatore.

I cavi del microfono devono possibilmente mettersi separati dagli altri cavi; in nessun caso si devono usare altre eventuali coppie di tale cavo per altri impianti di telesegnalazione, a meno che il circuito del microfono non sia molto accuratamente schermato.

In ogni modo occorre che i circuiti siano resi il più possibile simmetrici rispetto a terra.

I conduttori fra gli amplificatori e gli altoparlanti sono fatti di solito a mezzo di cavi sottopiombo: bipolare per gli altoparlanti magnetodinamici e tripolare per quelli elettrodinamici, utilizzando un ritorno comune per la linea audio e per quella campo.

Potrebbero anche esser usate linee aeree senza grave pericolo di influenze perturbatrici pel funzionamento degli altoparlanti, mentre invece sono da temersi in tal caso influenze su eventuali circuiti telefonici vicini, in causa dell'elevata potenzza convogliata dalla linee degli altoparlanti. Questi conduttori devono perciò in ogni caso tenersi separati dai rimanenti conduttori telefonici o di segnalazione.

Oltre a ciò l'impianto di condotture aeree nelle stazioni presenta spesso maggiori difficoltà della posa dei cavi e perciò, tutto sommato, l'impiego dei cavi è sempre da consigliarsi anche se risulta più costoso delle linee aeree.

Un sistema di impianto molto opportuno è quello consistente nel collocare i cavi, protetti da tubi di acciaio, lungo i bordi dei marciapiedi, effettuando le derivazioni a ciascun altoparlante a mezzo di scatole di derivazione metalliche. Questo sistema è di grande comodità per le ispezioni ed eventuali ricambi delle derivazioni e si può applicare tutte le volte che la larghezza dei marciapiedi consente di applicare gli altoparlanti a semplice o doppio cono su colonnine disposte lungo l'asse del marciapiedi stesso.

Capitolo II.

NORME PER L'ESECUZIONE DEGLI IMPIANTI

Indipendentemente dall'accuratezza della sua esecuzione, il buon risultato di un impianto di diffusione sonora dipende in gran parte dalle condizioni acustiche locali e dal grado di rumorosità dell'ambiente.

Entrambe queste condizioni perciò devono esser prese in esame colla più grande cura ed attenzione.

Le maggiori difficoltà dal lato acustico in relazione alle caratteristiche strutturali ed architettoniche degli ambienti da sonorizzare, si presentano, naturalmente, negli ambienti chiusi od assimilabili, come sale d'aspetto, atrii, corridoi, scale, a causa dei fenomeni di riverberazione, eco e risonanza che in essi si possono verificare.

Si dovrà quindi caso per caso studiare la disposizione adatta degli altoparlanti, nonchè l'impiego di quei provvedimenti accessori che la tecnica consiglia.

Per una maggior chiarificazione del problema saranno utili i richiami e le considerazioni seguenti.

Quando un'onda sonora colpisce una superficie rigida, subisce una riflessione, che avviene in tutte le direzioni, dando luogo ad un'infinità di raggi sonori. In un ambiente chiuso i raggi sonori riflessi raggiungono, ciascuno sotto un angolo diverso,

dei muri perimetrali o il soffitto (si trascura il pavimento che si suppone occupato dagli uditori e quindi non riflettente) e quindi vengono a loro volta riflessi secondo le note leggi di uguaglianza degli angoli di incidenza e di riflessione e così di seguito, anche per parecchie volte, finchè le diminuzioni di potenza sonora che si producono ad ogni riflessione, hanno spento il suono.

Questi raggi riflessi possono, nel loro percorso, incontrarsi con altri raggi sonori ed allora l'uditore che si trova nel punto d'incontro, è colpito contemporaneamente da più raggi sonori, i cui effetti si sommano.

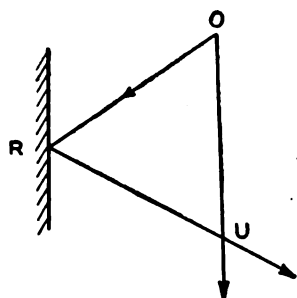



Fig. 15.

Riportandoci alla fig. 15, se i percorsi dei due raggi *O U* (diretto) e *O R U* (riflesso) sono brevi, i due suoni risultano abbastanza vicini e l'uditore sente semplicemente un rinforzo del suono, ma se i due percorsi sono notevolmente diversi in lunghezza, i suoni arrivano successivamente all'orecchio dell'uditore e si ha quindi una ripetizione del suono originale.

Occorre appena ricordare che la velocità di propagazione del suono nell'aria è di circa m. 360 al secondo e che la persistenza delle impressioni sonore sull'orecchio umano è di 1/5 di secondo. Allora, se il percorso del raggio riflesso, dall'origine sonora all'uditore, supera quello del raggio diretto di meno di 24 m. (spazio percorso dal suono in 1/15 di secondo), l'uditore percepirà il suono riflesso quando ancora dura l'impressione del suono diretto, il quale perciò gli sembrerà prolungato (*riverberazione*).

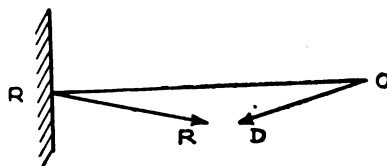
Ciò si verifica spesso nelle chiese e dà un effetto assai gradevole. Del resto che la riverberazione sia necessaria per una buona audizione è dimostrato dal fatto che la conversazione, anche a non grande distanza, riesce abbastanza difficile in una piazza o nella campagna ricoperte da neve fresca. L'orecchio non percepisce allora nessun suono riflesso e la riverberazione è nulla.

Se la differenza fra i due percorsi diretto e riflesso supera i 24 m., i due suoni giungeranno all'orecchio dell'uditore successivamente, dando luogo al ben noto fenomeno dell'*eco*.

Un terzo fenomeno derivante dalla riflessione dei suoni è quello dell'*interferenza*, che si traduce nella difficile comprensione dei suoni. Esso si manifesta per effetto dell'incontro e sovrapposizione del raggio riflesso *R R* col raggio sonoro successivo *O D*, con conseguente urto delle due onde sonore (fig. 16).

Fig. 16.

Agli effetti del nostro studio importa determinare però in quale misura questi fenomeni possano esser tollerati. Come elemento di giudizio è stato fissato il *tempo di riverberazione* in secondi stabilito come segue.

Per mezzo di una cicala elettrica si dà un leggero colpo (della frequenza a cui ci si vuol riferire) sull'altoparlante in prova e si stabilisce, per mezzo di un contasecondi il tempo necessario perchè il suono diventi impercettibile, cioè scenda al di sotto del limite di udibilità dell'orecchio umano.

Questo tempo dipende dalla grandezza dell'ambiente e dalla posizione e tipo delle pareti di esso e da quella dell'altoparlante, dalle quali dipende il numero di riflessioni che il suono subisce prima di spegnersi. Per una buona diffusione, deve non superare, o superare di ben poco, i 2 secondi.

Allorquando nelle prove si ottenessero valori superiori, si deve procedere a rivestimenti antisonori delle pareti (tavole di legno e lana di vetro) e allo stendimento di velari sotto le cupole, tettoie ecc.

Ancora altri fenomeni bisogna considerare e sono quelli prodotti dalle vibrazioni simultanee che l'onda sonora primitiva desta sui corpi circostanti: nel caso nostro, le pareti degli ambienti in cui avviene la diffusione sonora. Queste vibrazioni simultanee possono rinforzare il suono principale e dare luogo alla *consonanza*.

La consonanza semplice non ha nel nostro caso grande importanza, perchè le murature non sono influenzate in modo sensibile, data anche le distanza a cui generalmente si trovano dal corpo sonoro.

L'effetto è invece più notevole quando il corpo sonoro e quello che vibra sono a contatto, come nel caso di un altoparlante e del suo sostegno. Quest'ultimo allora risente l'effetto di tutte le vibrazioni del primo ed il suono principale risulta così rinforzato (*risonanza*).

Ci si dovrà quindi in pratica preoccupare solo di questo secondo caso, adottando ovvi provvedimenti, cioè dispositivi di attacco o di sospensione degli altoparlanti alle murature o ai sostegni che non permettano la trasmissione a questi ultimi delle vibrazioni dell'altoparlante.

Nei riguardi del grado di rumorosità dell'ambiente si osserva che l'influenza perturbatrice dei rumori che si verificano in una stazione ferroviaria, derivanti principalmente dal passaggio dei treni, gruppi di vagoni, carrelli ecc., ha anch'essa grande importanza, tanto più che essa si ripercuote tanto sul funzionamento del microfono, quanto su quello degli altoparlanti.

Il rumore che si ha nelle stazioni ferroviarie può esser valutato dell'intensità di 50 ÷ 60 decibel o fon nelle sale d'aspetto e fino a 90 fon, sui marciapiedi. Per avere un'idea di questa intensità sonora si aggiunge che il bisbigliare o parlare sommesso ha l'intensità di 20 fon, al rumore della carta lacerata corrisponde un'intensità di 40 fon e così via fino al rumore di una motocicletta a scappamento aperto che raggiunge l'intensità di 100 fon e al motore d'aeroplano che a 5 m. di distanza produce un rumore dell'intensità di 120 fon.

A 130 fon corrisponde il limite superiore della sensazione auditiva o limite della sensazione dolorosa.

Occorre dunque difendersi da questi rumori e ciò si ottiene, nei riguardi del microfono, impiegando opportuni schermi od imboccature direttrici e disponendo il microfono in modo che la sua direzione di maggior sensibilità non coincida colla provenienza dei rumori perturbatori. Sotto questo punto di vista, il microfono a nastro è quello che si presenta più adatto.

Inoltre, quanto più l'annunciatore sarà vicino all'imboccatura del microfono, tanto più porterà vicino ad essa la sorgente sonora della sua parola e tanto più favorevole diventerà il rapporto fra la potenza utile e quella perturbatrice immediatamente davanti al microfono.

A 2 cm. di distanza dalla bocca del microfono si può contare su una intensità sonora utile corrispondente a 60 ÷ 100 fon senza che l'annunciatore si sforzi.

Incidentalmente devesi qui osservare che, per un buon rendimento dell'impianto è necessario impiegare nella funzione di annunciatore, personale adatto per timbro di voce ed esercitato a parlare al microfono.

Nei riguardi degli altoparlanti converrà determinarne, con prove pratiche, la potenza e la distribuzione più opportuna, tenendo calcolo anche dell'influenza del vento che, specialmente nelle stazioni aperte, ha grande importanza e può alterarne notevolmente il funzionamento.

CAPITOLO III.

IMPIANTI TRASPORTABILI

Accade frequentemente che in piccole stazioni, nelle quali le condizioni normali del traffico non sono tali da giustificare un impianto permanente di altoparlanti, avvengano manifestazioni patriottiche, sportive o simili che portino di conseguenza forti concentramenti di viaggiatori.

Possono allora tornar utili gli impianti trasportabili di altoparlanti i quali si prestano a realizzare le più svariate combinazioni.

Gli apparecchi componenti un impianto di tal genere, che sono analoghi ai corrispondenti che costituiscono un impianto fisso, devono avere per primo requisito, quello di essere assai robusti e facilmente trasportabili. Inoltre essi devono esser predisposti per funzionare colle correnti delle diverse caratteristiche che si possono aver disponibili nelle varie località.

Le varie parti dell'impianto durante i trasporti devono poter trovar posto in appositi bauli, sistemate in modo da garantire la perfetta incolumità durante i trasporti stessi.

Poichè in impianti di questo genere il numero di altoparlanti da inserire sull'amplificatore varierà generalmente da una località all'altra, potrebbe avvenire che in caso di inserzione in numero minore di quello massimo, ne risulti per gli altoparlanti inseriti, un sovraccarico che ove continuasse per qualche tempo potrebbe anche metterli fuori servizio.

Per impedire tale inconveniente è necessario che l'amplificatore sia corredato di spinotti con resistenze zavorra da inserire sull'uscita in luogo degli altoparlanti non collegati.

CAPITOLO IV.

APPLICAZIONE PRATICA

A titolo di dimostrazione pratica delle cose dette, viene descritto qui di seguito l'impianto di diffusione sonora che verrà eseguito nella Stazione Centrale di Milano.

1. — SUDDIVISIONE IN ZONE.

In relazione alle caratteristiche del servizio da espletare, l'impianto è stato diviso in due grandi parti e cioè:

parte riguardante più particolarmente il movimento dei viaggiatori;

parte riguardante invece esclusivamente il personale di servizio.

Le aree che sono più particolarmente frequentate dal pubblico sono state a loro volta divise in zone, come appare dal piano schematico (Tav. XV) e più precisamente:

1° *Zona A* comprendente:

a) Un circuito indicato sul piano schematico col N. 1, con 31 altoparlanti del tipo a cassetta e della potenza di 2 watt, a servizio delle sale d'Aspetto, Ristorante, Caffè, ecc.

Questo circuito è alimentato da un amplificatore della potenza di 100 watt, pure indicato sul piano col N. 1.

b) Un circuito indicato sul piano schematico col N. 2, con 21 altoparlanti del tipo a cassetta e della potenza di 2 watt a servizio della grande galleria di testa e della testate dei marciapiedi.

Questo circuito è alimentato da un amplificatore, della potenza di 60 watt, indicato sul piano col N. 2.

2° *Zona B,* comprendente undici circuiti indicati sul piano coi numeri da 3 a 13 e cioè uno per ciascuno dei corrispondenti marciapiedi principali, con complessivi 105 altoparlanti tutti del tipo a cassetta.

Ognuno dei detti circuiti è alimentato da un amplificatore della potenza di 25 watt indicato sul piano col numero d'ordine corrispondente a quello del circuito alimentato.

Tutti gli amplificatori anzi indicati, sono riuniti insieme a formare un centralino indicato sul piano schematico colla notazione C_1.

Gli altoparlanti delle due zone anzidette sono tutti del tipo elettrodinamico a magnete permanente.

3° *Zona C* comprendente:

a) un circuito con 22 altoparlanti del tipo a cassetta, a due a due contrapposti, situati su ciascuna delle garrette che si trovano all'estremità dei marciapiedi opposte al fabbricato viaggiatori.

Questi altoparlanti, della potenza di 6 watt, sono del tipo elettrodinamico, con eccitazione indipendente ottenuta a mezzo di un alimentatore ausiliario segnato sul piano schematico col N. (2).

b) un gruppo di 4 altoparlanti a tromba esponenziale della potenza di 10 watt, collocato nei pressi del posto di movimento sul piazzale antistante alla tettoia centrale.

Tutta la zona è alimentata da un amplificatore da 100 watt costituente il centralino indicato sul piano con C_2.

Queste 3 zone hanno la particolarità di poter esser comandate sia dal banco di comando di cui sopra, collocato nella cabina *C* insieme con tutti i circuiti delle zone *A* e *B,* sia, da un banco apposito collocato in un locale attiguo alla galleria di testa e corredato dai relativi organi di comando e di controllo in tutto analoghi a quelli esistenti nella cabina *C*.

Le aree che interessano invece esclusivamente il personale di servizio sono a loro volta divise in tre zone e precisamente:

1° *Zone D ed E* comprendenti ciascuna sostanzialmente un circuito costituito da otto altoparlanti a tromba esponenziale della potenza di 10 watt, situati tre sul fab-

bricato rispettivamente delle cabine B ed A e cinque su ciascuno dei due fabbricati come è rappresentato nel piano.

Ogni zona è servita da un amplificatore della potenza di 100 watt con relativo microfono e banco di comando situato nella cabina corrispondente.

2° *Zona F* comprendente un gruppo di 4 altoparlanti a tromba esponenziale della potenza di 10 watt, disposti come indicato sul piano, alimentati da un amplificatore di 60 watt, con relativo microfono e banco di comando situati nella cabina C.

Complessivamente dunque sono istallati 203 altoparlanti di cui 179 a cassetta e 24 trombe esponenziali; 17 amplificatori di varie potenze e 5 microfoni e relativo banco di comando.

2. — COMANDI E CONTROLLI.

Descriveremo dettagliatamente i banchi di comando e di controllo delle zone *A*, *B*, *C* che sono i più complessi.

Come si è detto, tali banchi sono due e precisamente uno — di uso normale — collocato nella cabina *C* e l'altro — sussidiario — collocato in un locale attiguo alla galleria di testa e quindi a notevole distanza dal primo.

Allo scopo di ridurre al minimo la spesa dei cavi di collegamento fra amplificatori ed altoparlanti, che costituisce la parte preponderante della rete di collegamento, gli amplificatori delle zone *A*, *B* e *C* sono situati in locali attigui alle zone stesse. Essi sono collegati ai banchi di comando mediante un cavo di costruzione speciale (con coppie schemate): di quest'ultimo cavo ogni collegamento compie successivamente le manovre per l'inserzione, disinserzione e controllo come si vedrà in seguito.

I microfoni, muniti ciascuno di un proprio preamplicifatore, sono collegati agli amplificatori mediante una linea indipendente.

Nello schema di principio della Tav. XVII sono rappresentati gli organi di comando e di controllo dei due banchi di comando (1 della cabina *C* e 2 della galleria di testa) ed i relativi circuiti di collegamento, con due degli amplificatori della zona *A* e con il centralino della zona *C*. In detta tavola è poi rappresentato dettagliatamente l'amplificatore che alimenta il circuito N. 2 della zona *A*.

Nello schema si vede pure indicato, in punteggiato, il gruppo di alimentazione per l'eccitazione degli altoparlanti, gruppo che non occorre nel caso in cui siano impiegati altoparlanti del tipo magnetodinamico oppure, se del tipo elettrodinamico, la corrente di eccitazione del campo sia fornita non dall'amplificatore ma da alimentatore separato.

Ciascun banco di comando e di controllo contiene:

1) Un pulsatore *P* che serve per la disinserzione di tutti gli amplificatori.

2) Una coppia di pulsanti e precisamente un pulsante P_i^1 di inserzione e un pulsante P_d^1 di disinserzione per il comando dei teleruttori Trp_1 e Trp_2 di preriscaldamento.

3) Una coppia di pulsanti per ogni circuito e precisamente un pulsante P_i di inserzione e un pulsante P_d di disinserzione per ciascun circuito comandato.

4) Una lampada al neon di segnalazione s_1 per il controllo della manovra fatta con il pulsante P_i di cui il punto 2).

5) Una serie di lampade pure al neon s_2 ..... s_n per il controllo del regolare funzionamento dei circuiti inseriti.

6) Una serie di lampade al neon S_2 ..... S_n per il controllo del funzionamento degli altoparlanti.

7) Una coppia di pulsanti indipendenti P_c e P_a del tipo a ritorno a molla rispettivamente per l'inserzione e la disinzerzione del banco di comando.

8) Due lampade s_0 e s'_0 rispettivamente verde e rossa, le quali servono — quando sono accese — a indicare se è in funzione il banco cui sono applicate (luce verde) oppure l'altro (luce rossa).

I due banchi sono collegati fra di loro da un sistema di blocco elettrico avente lo scopo di evitare interferenze fra di essi, impedendo che si possa mettere in funzione uno dei due banchi se l'altro non è in condizione di riposo.

È prevista tuttavia la possibilità di inserire uno dei centralini di comando forzando il blocco quando, per una circostanza qualsiasi, ciò si renda necessario.

A tale scopo basta premere un apposito tasto normalmente piombato.

3. — Funzionamento dell'impianto.

Supponiamo di comandare l'impianto dal banco C_1 collocato nelle cabina C.

All'inizio del turno giornaliero di servizio viene abbassato il pulsante P_c. Con questa operazione se l'altro banco è in condizioni di riposo, cioè se il relativo contatto K è chiuso, viene lanciato un impulso di corrente attraverso l'interruttore elettromagnetico I_e del banco, come è indicato con linea grossa nella Tav. XVI, fig. 1.

Questo interruttore allora, sollevandosi, interrompe il contatto K impedendo così la messa in servizio dell'altro banco perchè interrompe il circuito del rispettivo pulsante P_c è chiude i contatti che inseriscono il proprio trasformatore T stabilendo il circuito indicato con linea grossa punteggiata nella Tav. XVII.

Di conseguenza si accendono la lampada s_0 (verde) nel banco che è in funzione e quella s'_0 (rossa) nell'altro.

Dopo di ciò viene premuto il pulsante P'_i. Con questa operazione viene lanciato un impulso di corrente ai teleruttori di preriscaldamento Trp_1 e Trp_2. La linea grossa continua della Tav. XVII indica il circuito che diventa attivo con tale manovra.

Si noti che detti teleruttori alla fine di ciascuna manovra predispongono i propri circuiti per la successiva manovra inversa.

I teleruttori, azionati che siano, chiudono i circuiti di preriscaldamento degli amplificatori, circuiti che sono indicati nella Tav. XVIII con linea grossa continua, inviando a tutti gli amplificatori, la corrente per il riscaldamento dei filamenti delle valvole. Siccome però in questa fase i teleruttori di comando degli amplificatori si trovano ancora in posizione di « disinserito » la corrente di riscaldamento è obbligata ad attraversare le resistenze R e perciò giunge ai trasformatori e per conseguenza anche ai filamenti, con tensione ridotta (fase di preriscaldamento).

Il controllo della regolare manovra dei teleruttori è dato dall'accensione della lampada al neon s_1. Allo scopo di controllare con un circuito e con un'unica lampada entrambi i teleruttori Trp_1 e Trp_2 è inserito nel primo di essi un lampeggiatore a mercurio che produce il lampeggiamento della lampada s_1 quando detto teleruttore ha

regolarmente compiuto la sua manovra. Se però anche quello Trp_1 ha funzionato, il lampeggiatore è cortocircuitato e la luce della lampada diventa fissa.

Il circuito relativo alla segnalazione di controllo è indicato con linea grossa tratteggiata nella Tav. XVIII.

Per eseguire ora un annuncio, occorre premere il pulsante P_i di inserzione del circuito o dei circuiti che si vogliono azionare: viene allora lanciato un impulso di corrente al teleruttore di comando dell'amplificatore, come è indicato con linea grossa continua nella Tav. XIX.

In detta tavola sono indicati, anche a mezzo di linea grossa tratteggiata, i circuiti di preriscaldamento già precedentemente stabilitisi in seguito alla manovra del pulsante P'_i, tralasciando però quello relativo all'amplificatore della zona C, che non interessa le operazioni che verranno successivamente descritte.

Colla manovra del teleruttore dell'amplificatore, vengono anzitutto predisposti i contatti di questo per la successiva manovra inversa e poi viene chiuso il circuito di pieno riscaldamento dei filamenti delle valvole e viene fornita corrente al trasformatore anodico dell'amplificatore stesso ed a quello (ove esista) per l'eccitazione degli altoparlanti dinamici. I circuiti percorsi da corrente in questa fase sono rappresentati con linea grossa continua nella Tav. XX.

Contemporaneamente si stabilisce il circuito di controllo dell'avvenuta manovra del teleruttore, indicato in linea grossa tratteggiata nella Tav. XX e si accende la lampada di controllo s_4.

Dopo qualche secondo dalla manovra del teleruttore, l'amplificatore è pronto a funzionare e potranno così esser diffusi gli annunci pronunciati davanti al microfono. I circuiti attivi sono rappresentati con linea grossa continua nella Tav. XXI. A controllare il regolare funzionamento dell'amplificatore serve la lampada al neon S_4 collegata al secondario del trasformatore T_7 il quale è collegato con l'altro trasformatore T_6, a sua volta collegato con l'uscita dell'amplificatore attraverso i condensatori di blocco C. C. come indicato con linea grossa tratteggiata nella Tav. XXI. Detta lampada S_4 sarà quindi percorsa da correnti variabili simultaneamente con quelle in uscita dall'amplificatore e quindi la sua luce oscillerà col ritmo della parola.

Alla fine della trasmissione basterà premere sul pulsante P_d di disinserzione per provocare lo scatto del teleruttore di comando dell'amplificatore, come indicato con circuito grosso continuo nella Tav. XXII. In seguito a questa manovra viene ad esser interrotto il pieno riscaldamento dell'amplificatore, ripristinandosi lo studio di preriscaldamento; di conseguenza si spegne la lampada S_4.

I circuiti attivi ritornano quelli indicati con linea grossa continua nella Tavola XVIII.

Per ultimo, alla fine del turno di servizio (Tav. XXIII) si abbassa il pulsante generale P. Con quest'ultima manovra vengono riportati nella loro posizione iniziale i teleruttori degli amplificatori eventualmente rimasti inseriti; per effetto della chiusura dei contatti K_2-K_3 .... K_n che equivale alla manovra dei pulsanti di disinserzione P_d.

I circuiti relativi sono indicati nella Tav. XXIII con linea grossa tratteggiata.

Inoltre si deve premere il pulsante P'_d di disinserzione del preriscaldamento. Con ciò si stabilisce il circuito indicato con linea grossa continua nella Tav. XXIII.

Non appena avvenuti gli scatti dei teleruttori, le correnti sarano tutte interrotte ed i circuiti predisposti per i nuovi turni di servizio.

Infine resta a disinserire il banco di comando, operazione che si compie premendo il pulsatore a molla P_a. Viene così lanciato un impulso di corrente, come indicato con linea grossa continua nella Tav. XVI, fig. 2, all'interruttore elettromagnetico I_E il quale, abbassandosi, interrompe i contatti del trasformatore e ristabilisce il contatto K.

Per ultimo con l'apertura dell'interruttore generale I tutto l'impianto rimarrà inattivo.

I risultati d'esercizio della Reichsbahn nell'anno 1938.

La relazione sull'esercizio della Reichsbahn nell'anno 1938 assume particolare importanza, in quanto rende conto delle ripercussioni ferroviarie dell'annessione al Reich così del territorio austriaco come di quello dei Sudeti: praticamente un'estensione complessiva di 110.000 chilometri quadrati e un aumento di popolazione di 10 milioni di abitanti.

Nel traffico passeggeri si è registrato un aumento:

come viaggiatori-chilometro:

rispetto al 1937 del 17,9 %
rispetto al 1932 del 91,4 %

come prodotti:

rispetto al 1937 del 20,7 %
rispetto al 1932 del 59,0 %

Nel traffico merci, che comprende circa i due terzi dei prodotti complessivi, l'incremento è stato:

come tonnellate-chilometro:

rispetto al 1937 del 17,5 %
rispetto al 1932 del 118,1 %

come prodotti:

rispetto al 1937 del 14,2 %
rispetto al 1932 del 94,1 %

Gli introiti sono cresciuti, rispetto al 1937, in una misura maggiore dell'aumento del traffico per i viaggiatori e in una misura minore per le merci. E ciò è perfettamente spiegabile. Infatti per i viaggiatori hanno agito essenzialmente i più alti prezzi vigenti in Austria prima dell'introduzione delle tariffe della Reichsbahn. Per le merci, invece, sono fortemente cresciuti i trasporti a tariffe basse; e ciò è dovuto, da una parte, alle numerose riduzioni che la Reichsbahn ha applicato per corrispondere ad esigenze economiche d'indole generale e dall'altra è la naturale conseguenza del crescente passaggio al traffico automobilistico delle merci a tariffe più alte.

L'aumento generale del traffico e dei prodotti relativi è da attribuirsi al fatto che la rete esercitata dalla Reichsbahn ha subito l'aumento di Km. 9.495 su 64.051, vale a dire che è cresciuta del 17,4 %. Aumento dovuto, oltre che alle linee Austriache e dei Sudeti, anche al riscatto delle Società Lübeck-Büchener, Braunschweigischen Landeisenbahn e Localbahn in Monaco.

L'esercizio ha dato prodotti, in milioni di marchi, di 5.133,5 e spese, compresi i rinnovamenti, di 4.881,4 con un avanzo di milioni 252,1. Il conto profitti e perdite si è chiuso con un avanzo di milioni 11,5, che è stato portato a nuovo.

Vasti programmi di lavori e forniture sono previsti per fronteggiare, in genere, l'aumento del traffico e, in particolare, le esigenze delle linee che sono venute a far parte della Reichsbahn.

I dissesti nelle murature della galleria di Monte Adone linea DD. Firenze-Bologna

Ing. M. NAVARETTI, per incarico del Servizio Lavori delle F. S.

Riassunto. — Caratteristiche di costruzione originaria della galleria e natura dei terreni attraversati — Dissesti delle murature di rivestimento — Natura e cause dei dissesti — Provvedimenti adottati per ovviarvi — Nuovo tipo di rivestimento — Modalità di esecuzione dei lavori — Risultati.

Sin dall'ottobre del 1926, nella galleria di Monte Adone sulla linea Direttissima Firenze-Bologna, si manifestarono alcuni dissesti delle murature di rivestimento, che

Fig. 1. — Lesioni nelle murature di rivestimento dei piedritti.

Fig. 2. — Lesioni nelle murature di rivestimento dei piedritti.

aumentarono di intensità e di numero dopo l'aprile del 1934, epoca in cui la linea fu consegnata all'Amministrazione Ferroviaria per essere aperta all'esercizio.

1. — Prima di accennare alla natura ed alle cause che determinarono gli anzidetti dissesti e di passare a descrivere le modalità adottate dalle ferrovie per le ri-

costruzioni dei rivestimenti lesionati, è opportuno premettere alcune caratteristiche relative alla costruzione della galleria ed alla natura dei terreni attraversati.

Planimetricamente detta galleria, della lunghezza di metri 7.135,35, che congiunge la vallata del torrente Setta con quella del Savena, si svolge in rettifilo, fatta eccezione di un tratto di metri 591,34, dall'imbocco Nord, che è in curva di raggio metri 2000. Il suo andamento altimetrico è a doppia pendenza del 2 ‰, con un tratto al centro in orizzontale della lunghezza di metri 460,84.

FIG. 3. — Lesioni nelle murature di rivestimento dei piedritti.

Per gli scavi della galleria venne adottato il sistema della doppia cunetta d'avanzamento, una al piano di regolamento, l'altra alla sommità della calotta, procedendo col seguente ordine: cunetta inferiore di base, cunetta superiore in calotta, scavo di allargamento e costruzione del volto; strozzo, scavo e costruzione dei piedritti; scavo e costruzione dell'arco rovescio.

I terreni attraversati nell'ordine da Nord a Sud furono i seguenti: sabbie plioceniche azzurre consolidate ed alquanto argillose; argille sabbiose azzurre; argille e marne argillose e scagliose con alternanza di strati sabbiosi e conglomerati ghiaiosi e presso l'imbocco Sud arenaria tenera (molassa miocenica).

Nell'escavazione, eseguita tutta con mezzi meccanici, non si incontrarono particolari difficoltà; il terreno si presentò generalmente compatto; in parecchi tratti si ebbero leggere infiltrazioni; gli scavi vennero sempre sostenuti con armature e l'esecuzione dei rivestimenti in muratura li seguiva a breve distanza.

La galleria, per tutta la sua lunghezza, venne rivestita in muratura adottando la sagoma policentrica tipo IV per linee a doppio binario, con raggi di metri 4,40; 6,485 ed 8,833 rispettivamente per la calotta, i piedritti e l'arco rovescio e con freccia per l'arco rovescio di metri 1.

Il volto venne costruito dello spessore da metri 0,60 a metri 0,88 in muratura di mattoni con malta di calce idraulica a Kg. 400 di calce per mc. 1 di sabbia ed in alcuni tratti dell'attacco Sud in muratura di blocchetti di cemento formati con Kg. 350 di cemento a lenta presa per mc. 0,800 di ghiaietto e mc. 0,500 di sabbia. I piedritti, aventi spessori uguali a quelli del volto e l'arco rovescio di spessore da m. 0,40 a m. 0,60 vennero costruiti di calcestruzzo di cemento a Kg. 250 di cemento per mc. 0,800 di ghiaia minuta e mc. 0,500 di sabbia e nei tratti attraversanti i terreni ar-

FIG. 4. — Lesioni nelle murature di rivestimento in calotta.

gillosi in muratura di mattoni. Nell'attraversamento dei terreni sabbiosi compatti ed asciutti, in luogo dell'arco rovescio, venne eseguita una platea di rivestimento dello spessore di metri 0,20 in calcestruzzo di calce idraulica.

2. — Come si è innanzi accennato, i dissesti alle murature di rivestimento della galleria, dopo l'apertura della linea all'esercizio si aggravarono sensibilmente estendendosi rapidamente.

Particolarmente gravi furono i dissesti nelle murature dell'arco rovescio che, in alcuni tratti, dopo essersi fortemente lesionato, sollevò la sovrastante massicciata ed il binario, recando serio pregiudizio alla sicurezza della circolazione.

I dissesti rilevati vennero raggruppati in tre ben distinte categorie, corrispondenti rispettivamente alle seguenti caratteristiche:

1) sgretolamento e sfaldamento delle murature di rivestimento sul lembo verso l'interno in zone di piedritto, arco rovescio e calottino con tendenza a progredire in profondità, causato da eccessive pressioni intradossali;

2) sgretolamento come il precedente, ma con formazione di forti lesioni penetranti obliquamente nello spessore delle murature in zone di piedritto, di calotta ed arco rovescio e nei fianchi di alcune nicchie;

3) distacchi longitudinali sul lembo interno delle murature lungo la sezione d'imposta della calotta sul piedritto.

Le predette manifestazioni si verificarono tutte in tratti di galleria scavata in argilla marnosa e scagliosa con qualche infiltrazione d'acqua e debbono attribuirsi alle fortissime pressioni esercitate dalle argille stesse contro le murature di rivestimento.

3. — Sin dal primo loro manifestarsi i dissesti vennero attentamente seguiti e periodicamente controllati e rilevati, al fine di prestabilire un organico programma

FIG. 5. — Sgretolamenti e lesioni nelle murature di rivestimento dell'arco rovescio.

di rifacimento delle murature, con particolare riguardo ai tratti dove le medesime presentavano lesioni penetranti nello spessore del rivestimento.

Durante il corso dei lavori si è poi ritenuto opportuno, a scopo - precauzionale, estendere i rifacimenti totali dell'arco rovescio ed attigui piedritti a tratti continui per una complessiva lunghezza di metri 1.273,76, comprendendovi anche i brevi tratti non dissestati inclusi fra quelli ricostruiti. I rifacimenti in calotta vennero invece limitati a tratti isolati, per una complessiva lunghezza di metri 76,20.

Riconosciuto, come si è detto, che i dil'arco rovescio, un'altra sagoma più arrote compressione del terreno e da deficiente resistenza del rivestimento murario, si è adottata, nei rifacimenti dei piedritti e dell'arco rovescio, un'altra sagoma più arrotondata e precisamente quella tipo V con raggi di metri 4,502 e 7,06 rispettivamente per i piedritti e per l'arco rovescio, con una freccia per quest'ultimo di metri 1,30 in luogo della preesistente di metri 1. Sono stati inoltre per i piedritti e per l'arco rovescio adottati maggiori spessori e precisamente da metri 1,20 a metri 1,60 per i piedritti e da metri 0,86 a metri 1 per l'arco rovescio ed in tutte le ricostruzioni sono stati impiegati materiali di maggior resistenza e precisamente blocchetti di arenaria

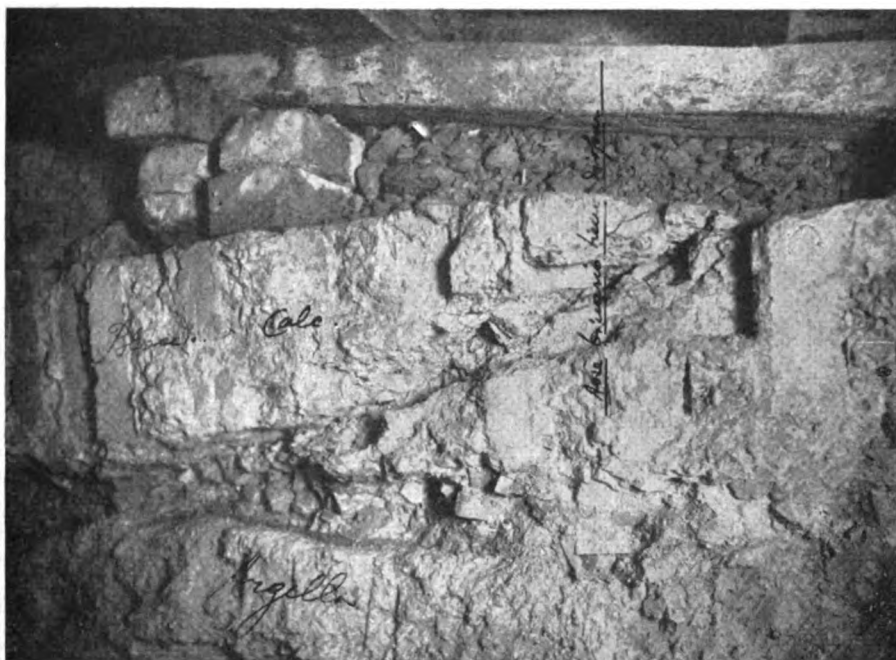



FIG. 6. — Lesioni e sollevamento delle murature di rivestimento dell'arco rovescio.

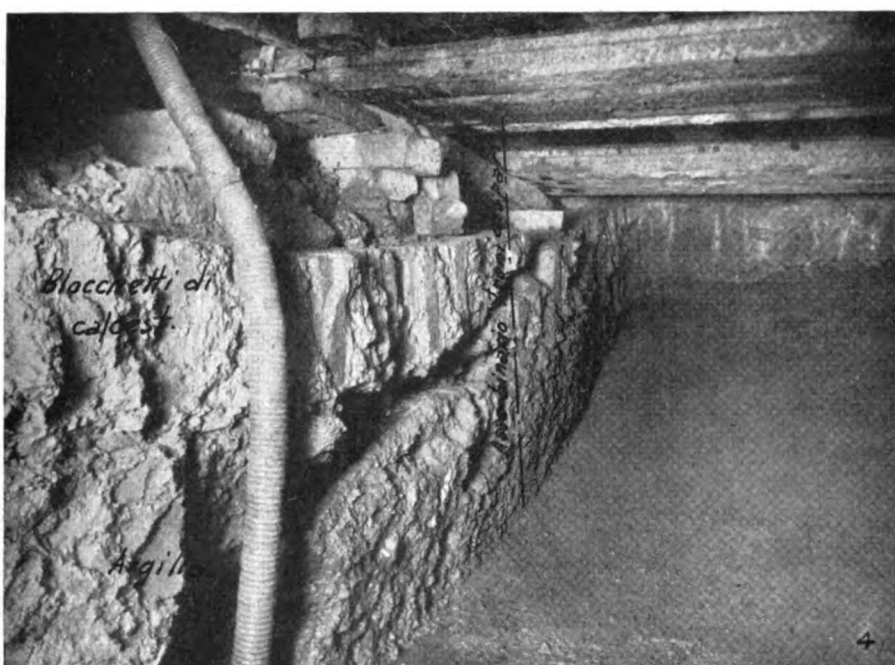



FIG. 7. — Lesioni nelle murature di rivestimento dell'arco rovescio.
Sono visibili i fasci di rotaie impiegati per sostenere i binari durante i lavori di rifacimento.

forte a granuli silicei ed ofiolitici delle dimensioni di metri 0,40 × 0,20 × 0,15 che, alle prove eseguite presso il laboratorio dell'Istituto Sperimentale delle Comunicazioni, Sezione Ferroviaria, hanno dato una resistenza alla compressione di Kg. 1152 al centimetro quadrato all'asciutto e di Kg. 1009 al centimetro quadrato per materiale imbibito, cioè dieci volte circa superiore a quella dei comuni mattoni.

Per le nuove murature è stata impiegata malta di cemento nelle proporzioni di Kg. 400 di cemento Portand per mc. 1 di sabbia.

Nel tratto dove è stato ricostruito l'arco rovescio si sono pure rifatti gli attigui piedritti sino al piano d'imposta della calotta, onde consolidare tutta la parte inferiore della galleria ed al fine di particolarmente curare l'attacco fra l'arco rovescio ed i piedritti: esso è stato ottenuto con passaggio graduale fra le inclinazioni dei letti di malta dell'arco rovescio e di quelli dei piedritti, limitando a non più di 40 centimetri

FIG. 8. — Vista delle nuove murature in blocchetti di arenaria dell'arco rovescio con sovrastante riempimento in calcestruzzo.

il tratto di piediritto costituito da corsi di blocchetti non disposti secondo i raggi dell'arco circolare intradossale.

Per mantenere la continuità dello scolo delle acque lungo la cunetta centrale in corrispondenza ai nuovi tratti di arco rovescio il cui intradosso, in seguito alla nuova sagoma adottata, veniva a trovarsi più basso di quello dei tratti preesistenti, si è provveduto con riempimenti in calcestruzzo di Kg. 250 di agglomerante cementizio a lenta presa per mc. 0,800 di ghiaia e mc. 0,500 di sabbia.

Per i rifacimenti delle zone in calotta, non potendosi ottenere alcun vantaggio rispetto alla stabilità aumentando la sezione del rivestimento senza modificare la sagoma, si è provveduto alla semplice ricostruzione dei tratti dissestati, però opportunamente estendendo le ricostruzioni alle zone vicine rimaste sane ed impiegando i blocchetti di pietra arenaria.

Per la ricostruzione delle nicchie si sono impiegati i blocchetti di arenaria per i fianchi e gli schienali, mentre il volto è stato ricostruito in muratura di mattoni forti e per i cantonali si è impiegato pietra da taglio in opera con malta a Kg. 400 di cemento.

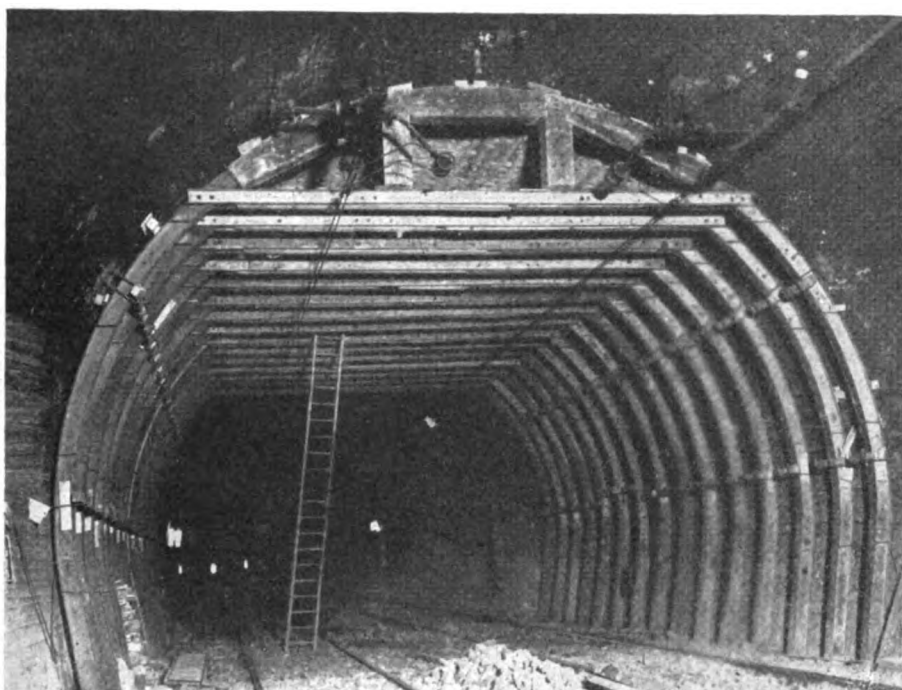



FIG. 9. — Vista delle centine in ferro per il rifacimento delle murature in calotta.

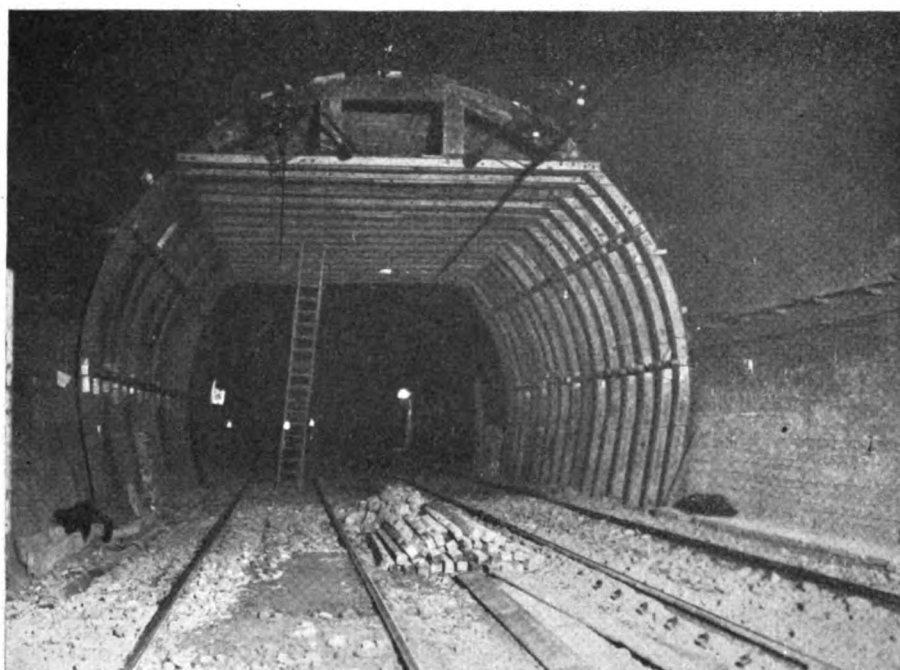



FIG. 10. — Vista delle centine in ferro per il rifacimento delle murature in calotta.

4. — Tutti i lavori sono stati eseguiti mantenendo l'esercizio su ambedue i binari, senza recare alcun perturbamento alla circolazione dei treni, che vennero fatti transitare in corrispondenza ai tratti di lavoro a velocità ridotta di Km. 6 all'ora. Nessuna disgrazia di persone si è dovuta lamentare.

Per sostenere i binari durante i rifacimenti dell'arco rovescio vennero impiegati fasci di rotaie: la ricostruzione procedette per campioni alternati della lunghezza media ciascuno di metri 2,40. Le ricostruzioni dell' arco rovescio precedettero sempre quelle degli attigui piedritti; provvisoriamente l'attacco fra gli archi rovesci ricostruiti ed i piedritti preesistenti venne eseguito con muratura di blocchetti a secco. Per ragioni di sicurezza si evitò sempre la contemporanea demolizione di piedritti affacciati.

Per il rifacimento dei tratti in calotta vennero impiegate apposite centine in ferro e legno, di facile montaggio, con montanti costituiti da due ferri a I NP. 18 sal-

FIG. 11. — Particolare dei montanti delle centine e loro fissaggio alle murature.

dati fra loro; catene in ferro a doppio trave a C NP. 14 con interposto murale. Ad ogni catena vennero fissate, mediante opportune staffe di sospensione, due monaci in legno da centimetri 25 × 25 per il sostegno delle travi squadrate da centimetri 30 × 25, portanti i travetti da centimetri 16 × 10 per la formazione del manto. Sulle catene venne steso il tavolato di protezione e di lavoro.

Particolare importante da notare è che fu possibile adattare le anzidette centine alle diverse sagome della galleria, potendo le centine stesse assumere tre diverse posizioni e ciò mediante l'applicazione di opportune squadrette fissate ai montanti per il sostegno delle catene. Le centine vennero montate in opera con interesse di m. 0,80.

Per ragioni di sicurezza durante l'esecuzione dei lavori in calotta, che interessavano tratti di lunghezza non superiore a metri 16, la linea di contatto della trazione elettrica venne isolata e messa a terra ed il tratto neutro venne superato dai locomotori a pantografi abbassati.

I trasporti, tanto dei materiali di scavo dall'interno della galleria alle discariche esterne, come pure dei materiali di nuovo impiego dal cantiere impiantato in stazione di Monzuno Vado all'interno della galleria, vennero effettuati su comuni carri ferroviari a basse sponde trainati da trattore a benzena tipo Badoni da 50 HP, circolanti sui binari di corsa negli intervalli tra i treni ordinari.

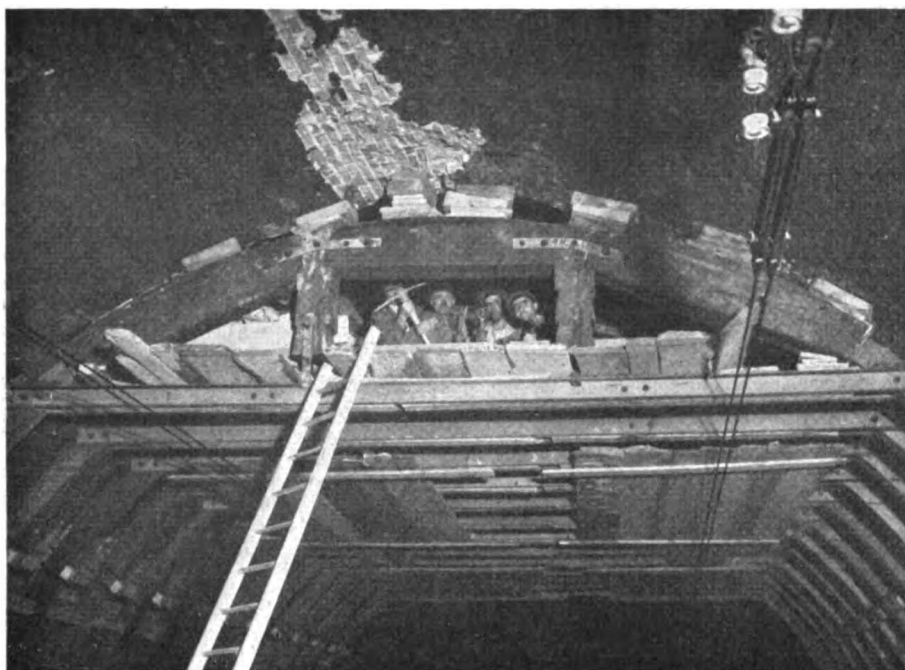



FIG. 12. — Particolare delle strutture in legno delle centine per il rifacimento delle zone in calotta.

5. — I lavori, affidati all'Impresa IACAZIO UGO di Genova, vennero iniziati il 10 dicembre 1934 e proseguiti ininterrottamente, con tre sciolte di operai, sino al 4 agosto 1938.

Essi sono stati quasi interamente collaudati con esito soddisfacente. Nessuna alterazione si è manifestata nelle murature di rivestimento ricostruite.

L'ammontare complessivo dei lavori di terra e murari è stato di circa L. 9.500.000.

Furono eseguiti complessivamente:

demolizione di vecchie murature e scavi per circa mc. 25.600;
ricostruzioni in murature di blocchetti per circa mc. 22.000;
riempimenti in calcestruzzi sull'arco rovescio per circa mc. 3.000.

CONCLUSIONI.

Da quanto si è esposto si deve dedurre che nella costruzione delle gallerie, nell'attraversamento delle formazioni di passaggio alle argille marnose e scagliose, conviene adottare sagome il più possibile circolari, aumentare gli spessori dei rivestimenti ed impiegare materiali di elevata resistenza, anche se all'atto della costruzione si manifestano deboli pressioni, poichè col progredire degli scavi si verificano pressioni molto maggiori con conseguenti deformazioni e rotture dei rivestimenti.

La frequenza di vibrazione nello studio delle proprietà elastiche di una travata ferroviaria

Ing. C. SARTORELLI, per incarico del Servizio Lavori delle F. S.

Riassunto. — **L'A., premesse alcune considerazioni sul periodo di vibrazione di travi prismatiche, nei casi più semplici di sollecitazione dinamica, passa allo studio del comportamento in opera delle travate ferroviarie; e servendosi delle frequenze sperimentali di vibrazione, calcola le variazioni alle quali può andar soggetto il modulo elastico medio, che egli chiama « dinamico », del sistema oscillante.**

E' ormai universalmente riconosciuto che la teoria dinamica della elasticità ben poco giovamento può darci nella valutazione degli effetti dinamici nei ponti metallici ferroviarî, cosichè gli studiosi di questi problemi tanto interessanti quanto complessi e difficili hanno rivolto, da qualche tempo, la loro attenzione a ricerche di carattere quasi esclusivamente sperimentale, studiando ed applicando apparecchi delicatissimi e geniali per la misura delle deformazioni dinamiche nelle varie condizioni di carico, di velocità, di squilibrio, di urti, ecc.

Seguendo questo concetto, sembra opportuno di vedere anche come, alcune volte, possa esserci utile la conoscenza del periodo sperimentale di vibrazione delle travate ferroviarie nella ricerca delle qualità elastiche e del comportamento, nel tempo, delle medesime.

Con tale intento premettiamo alcune considerazioni sui periodi di vibrazione delle travi, nei casi più frequenti e più semplici che possono in pratica presentarsi per effetto di carichi fissi solidali oscillanti e di forze ritmicamente pulsanti, in fase con le oscillazioni fondamentali della trave, e sempre nei limiti di proporzionalità elastica.

1. — Trave appoggiata agli estremi, sollecitata da un carico oscillante solidale e concentrato in un punto qualsiasi.

Si abbia una trave qualsiasi di peso q e massa μ liberamente appoggiata agli estremi su appoggi scorrevoli, a livello e senza attrito e che, per ora, immagineremo, per semplicità di calcolo, priva di freccia statica propria.

L'asse delle ascisse coincida con la retta passante per i due appoggi, l'origine con un appoggio e le ordinate siano positive verso il basso.

Un grave P di massa M solidale con la trave in un punto x, trattenuto dapprima alla quota $y = o$, sia poi, improvvisamente e senza velocità iniziale, abbandonato alla azione della gravità.

Alla quota y, dopo un tempo t_y, vale la nota relazione fra i lavori:

$$\frac{M}{2}(2\,gy - V_y^2) = \frac{Py}{2} + \frac{m}{2}\,V_y^2$$

nella quale V_y è la velocità in x, y e a P va attribuito il valore $Mg\frac{y}{f_x}$, essendo f_x la freccia statica in x.

Quanto ad m, dobbiamo considerarla una massa ideale della trave, $m = K_x \mu$, concentrata in x, tale che moltiplicata per $\frac{V^2_y}{2}$ dia il lavoro della forza viva integrale della massa μ reale.

K_x è una funzione più o meno complessa di x, a seconda della legge con cui la massa μ è distribuita per unità di lunghezza della trave, e della equazione della linea elastica di deformazione.

Avremo allora:

$$V_y = \sqrt{\frac{Mg}{M + K_x\mu}\left(2y - \frac{y^2}{f_x}\right)}$$

$$t_y = \sqrt{\frac{M + K_x\mu}{Mg}f_x}\int_o^y \frac{dy}{\sqrt{2f_xy - y^2}} = \sqrt{\frac{M + K_x\mu}{Mg}f_x}\ \text{arc sen}\frac{\sqrt{2f_xy - y^2}}{f_x}$$

Ad una quota y_1, misurata da una nuova origine delle ordinate in $y = f_x$, del secondo quarto della oscillazione, là dove l'abbassamento si svolge con moto ritardato, avremo, con ragionamento analogo (1):

$$Vy_1 = \sqrt{\frac{Mg}{M + K_x\mu}\left(f_x - \frac{y_1^2}{f_x}\right)}$$

$$ty_1 = \sqrt{\frac{M + K_x\mu}{Mg}f_x}\ \text{arc sen}\frac{y_1}{f_x}$$

ed il periodo completo:

$$T_x = 2\pi\sqrt{\frac{M + K_x\mu}{M}\frac{f_x}{g}} \qquad [1]$$

nota espressione di un moto pendolare.

2. — Trave appoggiata agli estremi, e sollecitata da un carico oscillante uniformemente distribuito e solidale.

Può essere questo il caso di un carico Q di massa M, uniformemente ripartito su tutta la trave, che supporremo ancora priva di freccia statica propria, che dalla quota $y = o$ venga improvvisamente, e senza velocità iniziale, abbandonata all'azione della gravità, oppure il caso di scosse uguali e ritmiche agli appoggi, in fase con la oscillazione della trave uniformemente caricata di detta massa M.

L'espressione di questo periodo potremo averla semplicemente dalla [1] ove in essa si ponga $M = o$ nel numeratore, si sostituisca a μ la massa $M + \mu$ e si tenga anche presente che la massa M uniformemente ripartita che figura nel denominatore è quella che alla mezzeria della trave produce la freccia statica f_Q.

(1) Vy_1 è massimo per $y_1 = o$; nullo per $y_1 = f_x$; epperò la massima deformazione dinamica sarà doppia di quella statica. Nel campo della proporzionalità elastica le tensioni interne dinamiche massime saranno doppie di quelle statiche.

Dovrà necessariamente questa massa essere ridotta, agli effetti del lavoro medio di deformazione della trave, al detto punto di mezzeria moltiplicandola per un coefficente K'' dedotto, come si è già visto, dall'equazione della linea elastica, e moltiplicando le masse del numeratore per un coefficente K' pure dedotto dall'equazione della linea elastica, agli effetti della forza viva integrale.

Sostituendo allora f_Q ad f_x avremo:

$$T_Q = 2\pi \sqrt{\frac{K'(M+\mu)}{K' M} \frac{f_Q}{g}} \qquad [2]$$

Consideriamo ora questi due precedenti casi supponendo che le travi siano scariche, ma soggette al impulsi ritmici nel punto di applicazione del carico nel primo caso, e su tutta la trave o meglio agli appoggi, nel secondo.

3. — Trave appoggiata agli estremi, scarica e soggetta ad impulsi ritmici in un punto fisso.

Questo caso può verificarsi allora quando una macchina vibrante, di massa trascurabile rispetto a quella della trave, sollecita in un determinato punto la trave stessa con impulsi ritmici in fase col periodo di oscillazione fondamentale, oppure anche quando un carico concentrato, solidale come nel caso n. 1, dopo qualche oscillazione, abbandona improvvisamente la trave, supposta priva di freccia statica propria, la quale si mette ad oscillare attorno all'asse delle ascisse.

Senza ricorrere alla relazione che sappiamo esistere, durante l'oscillazione, fra le forze vive ed il lavoro di deformazione, potremo avere, anche in tal caso molto semplicemente, l'espressione del periodo dalla [1] ponendo in essa $M = o$ nel numeratore della frazione sotto radice,

$$T_x' = 2\pi \sqrt{\frac{K_x \mu}{M} \frac{f_x}{g}} \qquad [3]$$

In questa espressione f_x ci rappresenta la freccia statica che produrrebbe in x un carico ivi concentrato di massa M.

4. — Trave appoggiata agli estremi, scarica e soggetta ad impulsi ritmici ed uguali agli appoggi.

E' questo il caso di scosse uguali e ritmiche agli appoggi della trave scarica ed in fase con la sua oscillazione fondamentale, oppure anche di un carico di massa M uniformemente distribuito, che nella posizione di quiete si stacca improvvisamente dalla trave.

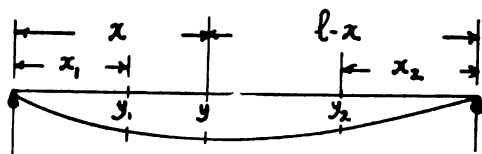
Anche qui l'espressione del periodo si ottiene semplicemente dalla [2] nella quale si ponga per f_Q la freccia statica propria di mezzeria f; $M = o$ nel numeratore ed $M = \mu$ nel denominatore della frazione sotto radice per la proporzione $\frac{f_Q}{M} = \frac{f}{\mu}$. Avremo semplicemente:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{K' f}{K'' g}} \qquad [4]$$

5. — Prendendo ora in considerazione le travate ferroviarie giova osservare che, fatta eccezione per il caso non frequente di alcune travate di forma parabolica, a pancia di pesce, le Pauli o di altre di forma speciale quali le Schwedler o iperboliche, ecc., la distribuzione della massa della trave si può ritenere pressochè costante per unità di lunghezza, sia perchè la variazione del momento di inerzia è spesso ottenuto con l'allontanamento della massa dall'asse neutro, sia perchè le travi trasversali, le controventature, l'armamento del binario e le strutture secondarie (parapetti, tavolati, ecc.) costituenti la parte preponderante della massa totale, hanno una distribuzione uniforme.

Ne consegue quindi, anche per quanto diremo in seguito, che ci sarà lecito considerare le travate ferroviarie di media e grande portata, appoggiate agli estremi, come che fossero prismatiche di egual peso ed avere i valori dei coefficenti K, K', K'' con notevole semplicità e rapidità di calcolo.

FIG. 1.

Considerando dapprima una trave omogenea e prismatica sollecitata in un punto fisso, come avviene nei casi di cui ai numeri 1 e 3.

Tenendo presente che contemporaneamente ad un abbassamento y in x, si hanno abbassamenti y_1 in x (a sinistra di P) ed y_2 in x_2 (a destra di P) legati ad y da relazioni che ci sono fornite dall'equazione della linea elastica:

$$y_1 = \frac{y}{2}\left(2\,\frac{x_1}{x} + \frac{x_1}{l-x} - \frac{x_1^3}{x^2\,(l-x)}\right) \; ; \; y_2 = \frac{y}{2}\left(2\,\frac{x_2}{l-x} + \frac{x_2}{x} - \frac{x_2^3}{(l-x)^2\,x}\right)$$

e sostituendo in esse, per analogia, le velocità istantanee alle ordinate y, y_1 ed y_2, avremo il valore della forza viva in y.

$$L = \frac{1}{2}\int_0^x d\,\mu\,.\,v_{y_1}^2 + \frac{1}{2}\int_0^{l-x} d\,\mu\,.\,v_{y_2}^2$$

Dovendo essere:

$$m\,v_y^2 = \frac{1}{2}\,K_x\,\mu\,v_y^2 =$$

$$= \frac{1}{2}\left[\frac{1}{3} + \frac{2}{15\,l}\left(\frac{x^2}{l-x} + \frac{(l-x)^2}{x}\right) + \frac{2}{105\,l}\left(\frac{x^3}{(l-x)^2} + \frac{(l-x)^3}{x^2}\right)\right]\mu\,v_y^2$$

avremo dalla parentesi quadra:

per

$x =$	$\frac{1}{16}l$	$\frac{1}{8}l$	$\frac{3}{16}l$	$\frac{1}{4}l$	$\frac{5}{16}l$	$\frac{3}{8}l$	$\frac{7}{16}l$	$\frac{1}{2}l$
$K_x =$	6.22	1.968	1.095	0.773	0.61	0.537	0.501	0.485

Analogamente procederemo per avere i coefficenti K' e K'' che compaiono nei casi considerati ai nn. 2 e 4 quando si tratti di travi omogenee e prismatiche sollecitate uniformemente su tutta la loro lunghezza.

Ricorrendo all'equazione della linea elastica di una trave uniformemente caricata, espressa in funzione della freccia statica f_Q o di quella propria, di mezzeria f:

$$y = 3.2\, f_Q \left(\frac{x}{l} + \frac{x^4}{l^4} - 2\, \frac{x^3}{l^3} \right).$$

l'abbassamento contemporaneo medio sarà dato da:

$$y_m = \frac{1}{l} \int_o^l y\, d\, y = 0.64\, f_Q$$

per cui volendo che sia:

$$\mu\, g\, y_m = K''\, \mu\, g\, f_Q$$

dovrà essere:

$$K'' = 0.64$$

Il coefficente K' si avrà invece col teorema della forza viva integrale:

$$L = \frac{1}{2} \int_o^l d\, \mu\, .\, v_y^2 = \frac{\mu}{2\, l} \int_o^l v_y^2\, d\, x\, .$$

in cui si ponga:

$$V_y = 3.20\, V_{l/2} \left(\frac{x}{l} + \frac{x^4}{l^4} - 2\, \frac{x^3}{l^3} \right)$$

Dovendo essere:

$$\frac{m}{2}\, V_y^2 = \frac{1}{2}\, K'\, \mu\, V_y^2$$

sarà per $x = \dfrac{l}{2}$:

$$K' = 0.50$$

Le [2] e [4] diventeranno rispettivamente:

$$T_Q = 0.056 \sqrt{\frac{M + \mu}{\mu}\, f} \qquad [5]$$

$$T = 0.056 \sqrt{f} \qquad [6]$$

Se in seguito a misure dirette, possiamo conoscere il valore della freccia f_x prodotta in x da un carico ivi concentrato Mg, potremo avere anche le espressioni dei periodi trovati nei casi di cui ai numeri 1 e 3 in funzione della freccia statica propria di mezzeria f. Ricordando infatti essere:

$$f_x = \frac{M\, g}{3}\, \frac{x^2\, (l - x)^2}{E\, I\, l} \quad ; \quad f = 0.013\, \frac{\mu\, g\, l^3}{E\, I} \qquad [7]$$

avremo:

$$\frac{f_x}{M\, g} = 25.6\, \frac{x^2\, (l - x)^2}{\mu\, g\, l^4}\, f$$

In particolare per travi prismatiche e per:

$$K_x = 0.485\,; \quad x = \frac{l}{2} \quad ; \quad g = 9800$$

le [1] e [3] diventeranno rispettivamente:

$$T_{l/2} = 0.0803 \sqrt{\frac{M + 0.485\,\mu}{\mu}\, f} \qquad [8]$$

$$T'_{l/2} = 0.0559 \sqrt{f} \qquad [9]$$

Come si vede, quest'ultima ha un valore quasi identico a quello dato dalla [6]; ne consegue che senza apprezzabile errore potremo realizzare il caso di una trave scarica, scossa agli appoggi ritmicamente ed in fase, applicando alla mezzeria una macchina vibrante il cui peso sia trascurabile rispetto a quello della trave (1).

I periodi dati dalle formule [8] e [9], espresse in funzione di una freccia statica sperimentale, mentre trovano una corrispondenza quasi perfetta con gli esperimenti di laboratorio eseguiti su solidi omogenei e prismatici, ne trovano una meno esatta con le prove eseguite su travate ferroviarie.

Riportiamo, a titolo di esempio, i risultati ottenuti in una delle varie prove di laboratorio e quelli ottenuti in una delle varie prove eseguite su travate ferroviarie.

A) Posta una rotaia del peso totale di Kg. 217,50, pari a Kg. 25,49 a metro lineare, su due appoggi scorrevoli, senza attrito ed a livello distanti m. 8.535; applicato in mezzeria un carico concentrato di Kg. 55 e, pure in mezzeria, un flessimetro avente l'approssimazione di $\frac{5}{100}$ di mm.; si trovò una freccia statica di mm. $f_{l/2}$ = 6.40 ed una freccia statica dovuta al peso proprio:

$$f = \frac{217.50}{55}\, 0.625 \times 6.40 = 15.82 \text{ mm.}$$

Staccato improvvisamente e senza urti, il carico, si ebbero oscillazioni il cui periodo registrato da un oscillografo applicato pure alla mezzeria, fu $T = 0.221''$ e la cui frequenza fu:

$$n = \frac{1}{T} = \mathbf{4{,}52} \text{ Hertz,}$$

periodo e frequenza assai prossimi a quelli dati dalla [9]:

$$T = 0.056 \sqrt{15.82} = 0.222'' \quad ; \quad n = \mathbf{4.50} \text{ Hertz.}$$

Concordanza quasi perfetta si ebbe anche nella prova in cui, durante le oscillazioni, si lasciò solidale con la trave il carico di Kg. 55.

---

(1) Se il flessimetro darà una approssimazione di 5/100 di mm°. potremo ritenere trascurabile il peso di quella macchina vibrante che non superi 1/20 di quello dell'intera travata.

Qualora tale limite fosse superato converrà far uso della [8] ponendo per M la massa M_1 della macchina vibrante. Una macchina vibrante adatta allo scopo potrà essere quella di Späth-Losenhausen il cui peso è di Tonn. 1,50 quasi sempre trascurabile rispetto al peso di una travata di media grandezza.

Riportata la trave alla linea delle freccie statiche proprie ed abbandonato il carico all'azione della gravità, senza velocità iniziale, si ebbe:

$$T_{l/2} = 0.272'' \quad ; \quad n = \mathbf{3.676} \text{ Hertz.}$$

mentre la [8] dà:

$$T_{l/2} = 0.0803 \sqrt{\frac{55 + 0.485 \times 217.5}{217.5} 15.82} = 0.274'' \quad ; \quad n = \mathbf{3.649} \text{ Hertz.}$$

B) Presa in esame una campata del ponte ferroviario sul fiume Po a Piacenza, con luce teorica di m. 61,02 si è notato innanzi tutto che, malgrado la forma non del tutto rettilinea, il peso per m. lineare si conserva pressochè costante, variando da un minimo di tonn. 4,46 nello scomparto a, più vicino agli appoggi, ad un massimo di tonn. 5,00 in quelli prossimi alla mezzeria.

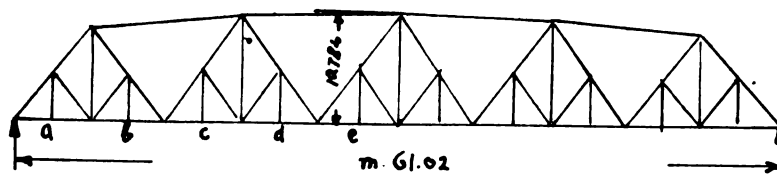



Fig. 2.

Il peso totale della travata, compreso armamento di binario, tavolato, ecc. è di tonn. 290,8.

La frequenza delle oscillazioni prodotte a punte scarico dopo il passaggio di una locomotiva, e segnalata da un oscillografo applicato alla mezzeira della trave principale, fu di $n = 4,38$ *H'* per cui ponendo nella [9] questa frequenza sperimentale, avremo una freccia statica propria che chiameremo « ipotetica »:

$$\varphi = \frac{(17.85)^2}{n_s^2} = \frac{318.62}{(4.38)^2} = 16.61 \text{ mm.}$$

perchè è sensibilmente più grande di quella statica propria (1), $f = 14.10$ mm., sperimentale, la quale darebbe per la [6]:

$$n = \frac{1}{T} = \frac{1}{0.056 \sqrt{14.10}} = \mathbf{4.76} \text{ Hertz.}$$

(1) In pratica la determinazione della freccia statica nelle travate di media e grande portata, viene eseguita facendo stazionare una o più locomotive o locomotori col baricentro di tutto il carico in corrispondenza della mezzeria della trave. Per poterci allora servire delle formule trovate, specialmente nel caso di travate di media portata, è necessario calcolare il carico concentrato di mezzeria equivalente agli effetti della freccia statica, ricorrendo all'equazione della linea statica ed al principio della sovrapposizione degli effetti. Supponendo ad esempio una locomotiva con cinque assi di cui p_3 coincida con la mezzeria avremo questo carico P dalla seguente formula:

$$P = \frac{8 p_1}{l^3} \left(a_1^2 b_1 + \frac{a_1 b_1^2}{2} - \frac{l^2}{8} a_1 \right) + \frac{8 p_2}{l^3} \left(a_2^2 b_2 + \frac{a_2 b_2^2}{2} - \frac{l^2}{8} a_2 \right) + p_3 +$$
$$+ \frac{8 p_4}{l^3} \left(a_4^2 b_4 + \frac{a_4 b_4^2}{2} - \frac{l^2}{8} a_4 \right) + \frac{8 p_5}{l^3} \left(a_5^2 b_5 + \frac{a_5 b_5^2}{2} - \frac{l^2}{8} a_5 \right).$$

nella quale $a_1 \; a_2 \; ..... \; a_5$ rappresentano le distanze di ciascun peso $p_1 \; p_2 \; ..... \; p_5$ dall'appoggio più vicino della travata e $b_1 \; b_2 \; ..... \; b_5$ le corrispondenti distanze dall'appoggio più lontano, l la lunghezza della travata.

Altra discordanza, per quanto lieve, si ebbe pure fra la frequenza teorica e quella pratica della stessa travata carica.

Vediamo ora da che cosa possa dipendere questa discordanza fra la frequenza teorica e quella sperimentale.

O si sono commessi errori nel calcolo dei periodi di vibrazione per cui le formule trovate non possono adottarsi indifferentemente per tutti i casi, o si sono manifestate delle variazioni nel comportamento elastico della travata durante l'oscillazione, per cui avvengono deformazioni dinamiche che non hanno riscontro con quelle di travate prismatiche omogenee di egual peso.

Indubbiamente per il calcolo dei coefficenti K, K', K'' di riduzione delle masse in moto, ci siamo serviti dell'equazione di una curva elastica corrispondente alle deformazioni prodotte da soli sforzi di flessione, mentre è noto che alle deformazioni stesse si aggiungono quelle prodotte dagli sforzi di taglio; ed abbiamo inoltre immaginato, per lo stesso calcolo, che la curva elastica sia quella di una trave prismatica, vale a dire di momento resistente costante, mentre è noto che le travate ferroviarie sono generalmente sistemi che offrono egual resistenza alla flessione.

Nell'uno come nell'altro caso dobbiamo tuttavia tener presente che la curva elastica da noi adottata in via di approssimazione, e quella reale, sono pressochè omotetiche specialmente per travate di media e grande portata, appoggiate agli estremi, le quali vanno soggette a flessioni con grandi raggi di curvatura e dobbiamo inoltre tener presente che nelle nostre formule del periodo, adottiamo un valore *sperimentale* della freccia statica, o desumiamo questa da un valore *sperimentale* della frequenza cosicchè ci è lecito ritenere coincidenti le curve elastiche reali con quelle approssimate con le quali hanno tre qunti in comune ed applicare i coefficenti suddetti a tutti i casi presi in esame, senza incorrere in errori apprezzabili.

Dobbiamo allora pensare che la trovata discordanza debba attribuirsi in prevalenza a due ordini di fenomeni elastici, entrambi non ancora ben definiti nelle loro leggi e nei loro effetti:

— a quelli che si destano nelle reazioni molecolari (forze interne resistenti) del solido elastico durante una sollecitazione dinamica, quali ad esempio, l'inerzia alla deformazione, l'elasticità susseguente, ecc.;

— e a quelli dovuti a variazioni di solidarietà fra le varie membrature del sistema elastico per attriti, cedimenti di vincoli, difetti di montaggio o sforzi iniziali, vibrazioni secondarie, ecc...

Gli esperimenti ripetuti su diverse travate hanno dato risultati analoghi a quelli trovati nella travata di Piacenza, confermandoci nella convinzione che la seconda serie di fenomeni elastici presenta di solito effetti non trascurabili rispetto a quelli della prima serie e che l'una e l'altra hanno per effetto globale un aumento del periodo di vibrazione o, ciò che equivale, una diminuzione della frequenza pratica rispetto a quella teorica (1).

Nasce subito il desiderio di estendere una tale ricerca a molte travate di varia forma, rigidezza, durata di esercizio, ecc. al fine di trovare la legge di influenza del

(1) Cfr. « Rivista Tecnica Ferrovie Italiane », 15 maggio 1938-XVI, pag. 283.

complesso di tutti quei fenomeni che sogliono sfuggire alle nostre più accurate investigazioni.

* * *

Dai due esperimenti sopra riportati possiamo anche dedurre che se $f_{l/2}$ è la freccia indicata da un flessimetro in $x = \frac{l}{2}$ sotto l'azione di un carico P ivi concentrato, ed f_d è la freccia dinamica massima, corrispondente, nel caso di sollecitazione considerata al punto 1 (vedi nota pag. 2) mentre nel primo esperimento vedremo soddisfatta la nota relazione $f_d = 2 f_{l/2}$ nel secondo vedremo sempre

$$f_d > 2\ f_{l/2}$$

Possiamo quindi pensare che *nelle membrature delle travi longitudinali della travata, possono manifestarsi tensioni interne dinamiche massime superiori al doppio delle tensioni statiche corrispondenti.*

* * *

Poniamo nella [7] per f il valore della freccia statica propria ipotetica:

$$\varphi = \frac{(17.85)^2}{n_s^2}$$

e ricaviamo il corrispondente modulo di rigidezza:

$$E_d\, I = 0.013\ \frac{q\, l^3}{\varphi} = \frac{q\, l^3}{24509}\ n_s^2$$

in cui q ed l sono rispettivamente il peso e la lunghezza della travata, n_s la frequenza sperimentale di trave scarica ed E_d un modulo medio di elasticità che, per maggior chiarezza, chiameremo « dinamico ».

Non sembra ora fuori luogo rilevare quanto riesca utile la conoscenza di questo modulo il quale, trovato in condizioni aderenti alla pratica realizzazione di sollecitazioni dinamiche ed esteso ad altri punti della trave, diversi dalla mezzeria, e con la [1], può farci conoscere anche il comportamento, nel tempo, della trave stessa per indebolimento, cedimento di appoggi, ecc. od anche i vantaggi conseguiti dopo un eventuale rafforzamento.

Si sa come l'alternarsi frequente di sforzi di trazione con quelli di compressione, influisca a lungo andare, sullo stato di coesione delle molecole (1) di cui è composto il solido cimentato, alterando le forze interne (resistenti) e come influisca pure sullo stato di solidarietà fra le varie membrature del sistema elastico.

E per quanto nella pratica, si tenga conto di tutto ciò deducendo le dimensioni della travata da una equazione di stabilità espressa in funzione della sollecitazione statica massima, dell'area della sezione sollecitata e di un coefficente che offra un largo margine di sicurezza, ciò non ostante appare evidente la necessità di ripetere, a di-

(1) V. le leggi di Wöller citate dal Prof. C. Guidi: *Scienza costruzioni*, Cap. VII.

stanza di tempo, *e con le stesse modalità,* la ricerca di detto modulo medio dinamico di elasticità.

Detti $n, n_2 ..., n_n$ le frequenze medie di vibrazione di una trave scarica, trovate sperimentalmente, ad esempio ogni 10 anni, applicando una macchina vibrante nel punto di mezzeria, e dette $E_{d_1} I, E_{d_2} I ... E_{d_n} I$ i corrispondenti moduli medi di rigidezza, avremo semplicemente dalle:

$$E_{d_2} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 E_{d_1} \ldots\ldots E_{d_n} = \left(\frac{n_n}{n_{n-1}}\right)^2 E_{d(n-1)}$$

le variazioni del modulo medio dinamico di elasticità, e con tutta l'esattezza desiderabile, in quanto che nel rapporto fra le frequenze restano eliminate anche le eventuali piccole inesattezze dovute al calcolo approssimato dei coefficenti K, K', K''.

Il rapporto $\left(\frac{n_\cdot}{n_n}\right)^2 = \frac{\varphi_n}{\varphi_1} > 1$ non dovrà necessariamente oltrepassare un certo limite, da fissarsi in relazione al coefficente di sicurezza adottato nel calcolo della travata.

Le condizioni delle ferrovie olandesi.

L'anno 1938 ha segnato una trasformazione radicale per le ferrovie olandesi. Dopo vari tentativi e soluzioni più o meno virtuose, è stato necessario arrendersi alla realtà, creando un sistema che è in sostanza quell'esercizio di Stato che si era voluto per tanto tempo evitare.

Già alla fine del 1920, pure scartando una sostituzione pura e semplice dello Stato alle due Compagnie esercenti, si era creato un nuovo tipo di Società anonima, in cui lo Stato, possedendo la maggioranza delle azioni, aveva in sostanza un'autorità preponderante. Agli azionisti di questa impresa era garantito un dividendo del 5 %, ridotto più tardi al 4 %; e lo Stato si addossava gli eventuali deficit, che si sono poi prodotti in seguito alla crisi ed alla forte concorrenza di altri mezzi, e sopratutto della navigazione interna.

Dopo questa sistemazione, infatti, il deficit annuo del triennio 1921-24 variò, in cifra tonda, da 33 a 30,5 a 23 milioni di fiorini. Negli anni successivi, sino al 1930, si riuscì ad ottenere il pareggio, grazie a miglioramenti nel servizio e a rigorose economie; ma in seguito si è avuto un nuovo periodo di grandi disanvanzi

nel 1931	di fiorini,	milioni		2,6
» 1932	»	»	»	17,3
» 1933	»	»	»	28,7
» 1934	»	»	»	32,4
» 1935	»	»	»	29,7
» 1936	»	»	»	31,9
» 1937	»	»	»	33,5

Dopo di che si è creata una Società di cui unico azionista è lo Stato, dando ai portatori di obbligazioni e di azioni la possibilità di convertire i loro titoli in obbligazioni dello Stato al 3 %.

La rete olandese comprendeva, all'inizio del 1938, circa Km. 3.350; perciò il deficit, in cifra tonda, di fiorini milioni 33.500, volutando il fiorino a sole L. 10, corrisponde praticamente al disavanzo di ben 100 mila lire per Km.

LIBRI E RIVISTE

La sigla (B. S.) preposta ai riassunti contenuti in questa rubrica significa che i libri e le riviste, cui detti riassunti si riferiscono, fanno parte della Biblioteca del Collegio Nazionale degli Ingegneri ferroviari italiani, e come tali possono aversi in lettura, anche a domicilio, dai Soci del Collegio, facendone richiesta alla Segreteria.

(B. S.) La trasmissione ottica dei segnali alla locomotiva (*Schweizerische Bauzeitung*, 10 settembre 1938).

L'articolo descrive il nuovo sistema, studiato dalle Ferrovie dei Reich, in collaborazione con la Ditta Zeiss e con il Dott. Bäseler, per la trasmissione di segnali e di ordini alla locomotiva. Si tratta di un sistema ottico-elettrico: l'organo di trasmissione fra il treno e il segnale è costituito da raggi luminosi di una determinata frequenza, inviati quasi verticalmente in alto da un proiettore fissato alla traversa frontale della locomotiva.

Specchi triedri (vedi fig. 1) fissati, dentro cassette di protezione munite di aperture verso il basso, alle piantane di sostegno dei segnali della linea, rimandano la luce su cellule al selenio, sistemate in anello intorno alla sorgente di luce; in tal modo, grazie alle particolari caratteristiche di quelle, è possibile trasmettere ordini di varia natura. Sul segnale non occorre altra sorgente di energia all'infuori di quella occorrente per l'azionamento dello specchio.

Lo specchio presenta, nella superficie rivolta in basso, una lente raccoglitrice. Due delle sue superfici triangolari sono perpendicolari l'una all'altra, mentre la terza è leggermente discosta da questa posizione. In tal modo si ottiene il percorso di raggi indicato nella figura 2. Lo specchio che viene a trovarsi nel cono di luce del proiettore produce due punti di luce sulla circonferenza di ricezione che circonda la sorgente di luce.

La posizione dei punti di luce su questa circonferenza corrisponde a una data posizione dello specchio, e dipende dalla posizione dello specchio stesso nel cono di luce del proiettore, come è indicato schematicamente dalla citata fig. 2. Gli eventuali abbassamenti del binario, oscillazioni del veicolo, ecc., non ostacolano la regolare trasmissione; inoltre si ha che nessuna parte fissa oltrepassa la sagoma limite. La illuminazione risulta sufficiente in ogni caso; del resto la luce solare non può disturbare, in quanto si hanno adatti schermi; neanche sorgenti luminose estranee possono avere effetto, dato che l'amplificatore connesso alle cellule al selenio è accordato con la frequenza della luce emessa. Poichè lo specchi triedro si può spostare quasi in modo continuo, ne consegue la possibilità di segnare sulla circonferenza di ricezione un gran numero di punti, e quindi di trasmettere un gran numero di ordini.

Praticamente gli ordini trasmessi sono i seguenti: controllo del passaggio del treno davanti a ciascuno specchio; frenatura obbligata nel caso di segnale a via impedita; controllo di numerose velocità massime ammesse. Inoltre si ha una frenatura obbligata oltre che a segnale a via impedita, anche se la velocità massima ammessa, fissata mediante lo specchio, viene superata, oppure se il macchinista ha tralasciato di azionare un tasto di attenzione in presenza di segnale a via impedita, oppure se in determinati punti non ha azionato i freni. La suddetta azione di controllo serve anche a determinare se, prima dei tratti da percorrere a velocità limitata, oppure se prima di un segnale disposto a via impedita, la velocità è stata ridotta, entro il limite normale di frenatura di 600 m., a 80 km./ora.

A tale scopo uno specchio di linea collega, mediante una frizione, un disco a forma di spirale con il meccanismo del tachimetro; un disco analogo costruttivamente si trova sull'indicatore di velocità. Su ambedue i dischi si svolge un meccanismo differenziale, il quale, a seconda che la velocità di marcia è troppo alta oppure si trova entro un limite fissato, si svincola e aziona una frenatura oppure rimane inerte.

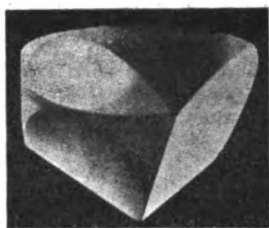
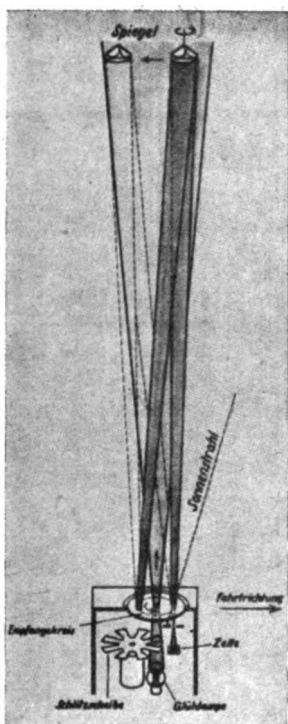



Fig. 1.

Fig. 2.

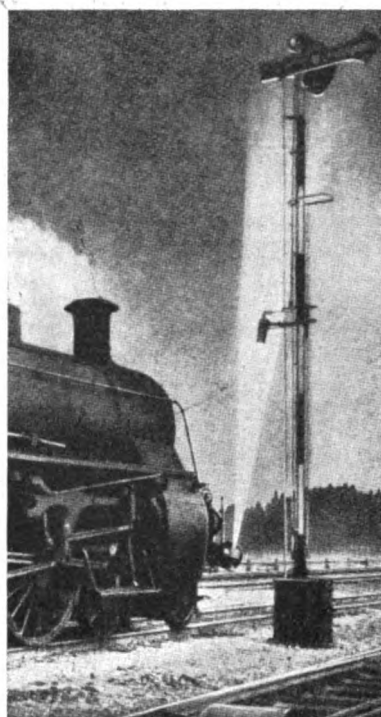



Fig. 4.

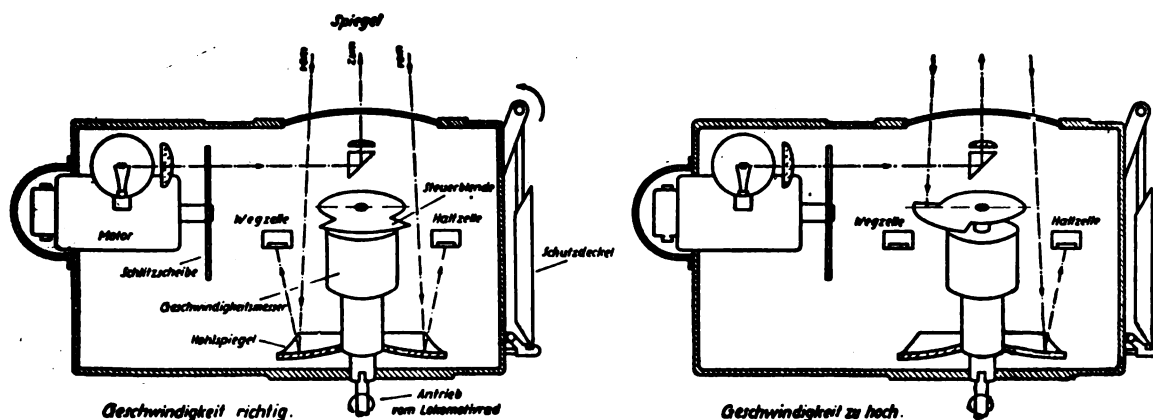



Fig. 3.

La fig. 3 rappresenta il proiettore e dà un'idea del modo di funzionamento dei controlli per le differenti velocità. I raggi rimandati dallo specchio triedro vengono raccolti in due specchi concavi e inviati su una cellula al selenio di arresto e su una di via libera. L'anello di ricezione viene parzialmente schermato mediante uno schermo fisso e uno schermo mobile, mosso dal tachimetro. L'inserzione delle cellule è tale che l'illuminazione della sola cellula di via impedita causa la frenatura forzata; l'illuminazione della sola cellula di via libera dà il controllo del passaggio davanti al segnale, e la illuminazione di ambedue le cellule causa un segnale di campana. Lo schermo fisso impedisce l'illuminazione della cellula di via impedita per il caso di controllo del passaggio del treno davanti al determinato segnale, e lo schermo mobile impedisce l'illuminazione della cellula di via libera, quando si sorpassi una determinata velocità contrassegnata allo specchio. L'azionamento degli specchi di linea può essere fatto tanto meccanicamente quanto elettricamente.

L'impianto verrà istallato sulle tratte München-Lindau e Berlin-Stettin, delle ferrovie del Reich. — F. Bagnoli.

(B. S.) Impiego di pali di legno abbinati con isolatori sospesi per linee a 22 KV. (*Revue générale de l'électricité*, 17 dicembre 1938).

Nel 1936 la Società di elettricità di Strasburgo ha dovuto elevare la tensione da 13,5 a 22 KV su una linea esistente lunga 11 Km. e composta di tre conduttori di rame da 25 mmq. e una messa a terra in acciaio di 35 mmq. I sostegni della linea, molti dei quali in cattive condizioni di stabilità, erano pali ordinari di legno con isolatori di porcellana a stelo. Si trattava di sistemare la linea, sostituendo i pali in cattivo stato; gli isolatori a stelo con altri sospesi a campana e le mensole di sostegno. Fra le diverse soluzioni possibili, lo studio si è orientato, principalmente per ragioni economiche, verso un sistema di pali abbinati in legno opportunamente

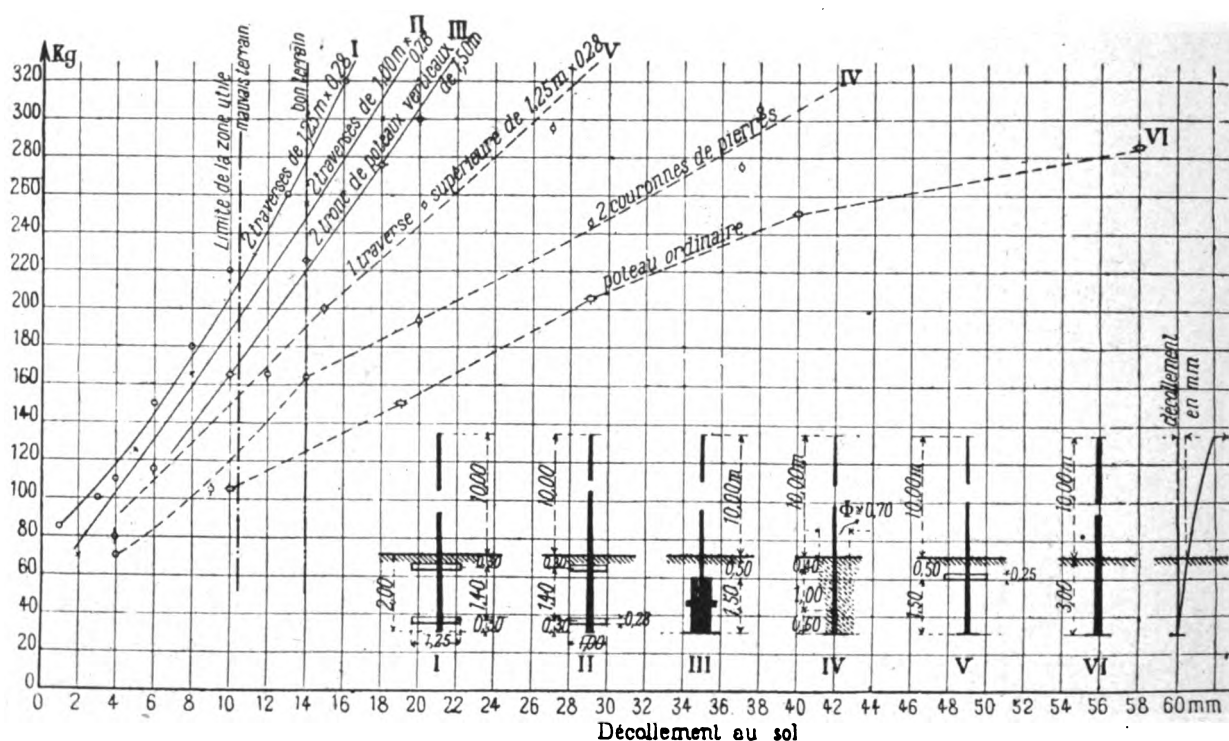



Fig. 1.

incastrati nel terreno. La decisione fu preceduta da una serie di prove su alcuni tipi di ancoraggio al suolo illustrati in fig. 1 aventi lo scopo di determinare quale era la massima forza di trazione applicabile alla sommità del palo in rapporto alla resistenza del terreno e quindi la massima tesata. I tipi di ancoraggio sperimentati furono 6 e cioè (fig. 1):

1) due traverse metalliche lunghe m. 1,25 ed alte 0,20;
2) due traverse metalliche lunghe m. 1,00 ed alte 0,20;
3) due tronchi di palo di legno fissati lateralmente al palo mediante bulloni;
4) due corone di pietra opportunamente collocate;
5) una traversa metallica da 1,00 × 0,25;
6) palo ordinario senza nessun dispositivo speciale.

Il terreno in cui i pali dovevano essere infissi è di natura sabbiosa.

Per l'esecuzione delle prove, i pali, furono collocati in opera molto tempo prima dell'inizio delle prove per dar tempo al terreno di assestarsi e di aderire sufficientemente alla superficie del palo in esso immerso. Le prove sono state eseguite misurando lo spostamento (*décollement* in figura), rispetto alla posizione iniziale, subito dal palo in corrispondenza della superficie libera del suolo nelle

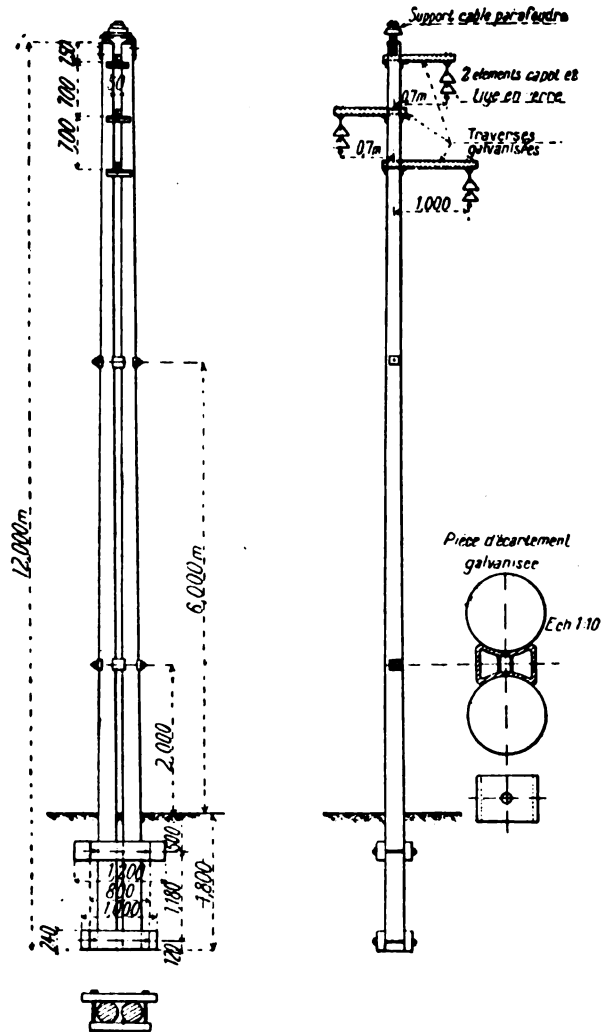



FIG. 2.

varie condizioni. I risultati delle prove sono raccolti nel grafico della fig. 1, nel quale sono anche indicati due valori limiti ammessi per tale spostamento, uno per terreni buoni e uno per terreni cattivi, corrispondenti ai limiti elastici dei terreni stessi. Un semplice esame della figura mostra che il dispositivo d'incastro che offre più degli altri garanzie di stabilità, è quello corrispondente al caso I.

Assumendo per la pressione sul terreno a m. 2,00 di profondità il valore p = 2 Kg./cmq. e tenendo conto del numero e della sezione di conduttori si trova che la tesata può essere di circa 100 m. Il risultato dell'esperienza, per il caso I, che è il più interessante, è stato sottoposto a verifica mediante calcolo analitico ottenendo risultati che si scostano del 10 ÷ 20 % al massimo da quelli sperimentali.

Il tipo di palo definitivamente adottato è quello della fig. 2 e si compone di due pali accoppiati uniti con traverse a diverse altezze. Il piano dei due pali è parallelo, naturalmente, alla direzione della linea di trasmissione. La linea è in servizio da circa due anni senza che ancora si siano presentati inconvenienti di sorta. — LA MAGNA.

(B. S.) Acceleramento nei servizi ferroviari. S. H. Fisher (*The Engineer*, 23 dicembre 1938).

L'A., riferendosi sopratutto alle condizioni inglesi, constata come la tendenza a richiedere un continuo aumento della velocità nei trasporti conduca verso una crisi nella capacità di smaltimento del traffico viaggiatori da parte delle strade ed apra quindi un nuovo campo di possibilità per le ferrovie, qualora queste si orientino verso servizi ad alta velocità ed insieme di più ampia capacità di trasporto.

Osservato che sulla rete della L.M.S.R. la velocità massima ammessa per le linee principali è di 145 km./h., dopo la correzione delle curve, l'adozione di giunti a doppia sede e la correzione della posa delle rotaie con il dispositivo Hallade, esamina i fattori che influiscono sulla possibilità di aumento della velocità, per il quale il problema ora preponderante è quello del perfezionamento della sede anzichè delle macchine.

L'ampiezza dello scartamento è questione da esaminare, mentre poco si può fare, a meno di incontrare forti spese, nei riguardi delle pendenze. I freni a vuoto, attualmente in uso in Inghilterra, sono suscettibili di perfezionamenti per renderli atti a più alte velocità delle attuali e presentano così il vantaggio di utilizzare gli stessi veicoli per servizi di velocità diversa, cosa non possibile con i freni perfezionati ad azione di frenatura costante, adatti solo per le speciali vetture dei treni ultrarapidi. La segnalazione è stata anch'essa perfezionata e resa aderente alle nuove necessità associando, tra l'altro, quella di linea con quella a bordo.

La preesistente tendenza ad aumentare la composizione dei treni fece costruire locomotive di grande potenza che sono state più tardi utilizzate per ottenere più alte velocità con composizioni minori. Si tratta ora di tornare ad aumentare le composizioni, anche nei treni rapidi, ed a tal fine ha importanza l'alleggerimento dei veicoli il cui peso è aumentato per provvedere alle maggiori comodità, ormai richieste dai viaggiatori, a causa delle quali anche le vetture di III classe hanno ora compartimenti a sei posti con bracciuoli e ve ne sono di quelle a letto e ristorante.

Le spese per realizzare maggiori velocità non sono solo quelle immediatamente apparenti dovute al maggior consumo di combustibile, ma anche quelle dipendenti dalla sospensione, dal frazionamento, dall'acceleramento dei treni di una linea e dall'aggiunta di altri, reso ciò necessario in un orario, per l'inclusione di un treno rapido. La marcia di questo, venendo a sovrapporsi a quelle di più di uno dei treni più lenti, porta come conseguenza una diminuzione della potenzialità di una data linea, compresa tra due stazioni, qualora non si provveda ad aumentare la velocità media degli altri treni.

Questo concetto vale anche per i treni merci e, in definitiva, nelle condizioni attuali si può aumentare ancora la velocità massima ricorrendo a treni di minor peso e composizione e aumentando la velocità media di tutti gli altri. — W. TARTARINI.

(B. S.) Gru-locomotiva con moderno comando meccanico azionata da motore Diesel (*Glasers Annalen*, 15 gennaio 1939).

Con le grue, azionate da motori Diesel a mezzo di trasmissioni ad ingranaggi intercambiabili, si aveva l'inconveniente che l'interruzione di energia a mezzo del giunto principale, interrompeva il movimento di lavoro. Con ogni ripresa di lavoro era congiunta una perdita di tempo per l'avviamento e tutto ciò richiedeva abilità del manovratore.

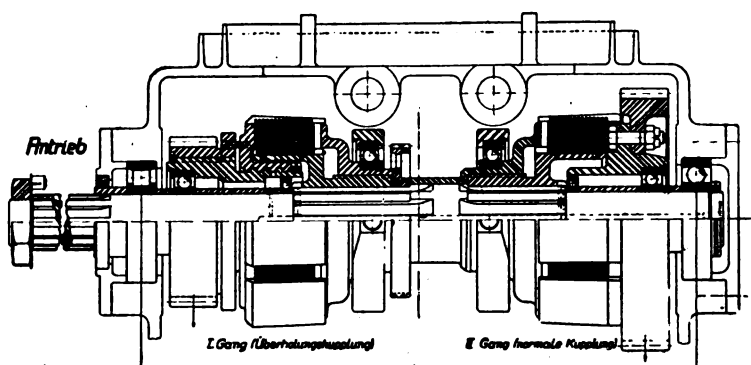



FIG. 1. — Albero di comando con giunto per l'avviamento. (Antrieb = comando; I. Gang (Ueberholungskupplung) = I Rapporto di trasmissione (Giunto di avviamento).

Il moderno meccanismo per la trasmissione dei movimenti — sistema Ardelt — (fig. 1) è provvisto di due rapporti diversi di trasmissione, ciascuno con proprio giunto ed il cambio di velocità avviene senza interruzioni nella trasmissione e senza scosse.

I giunti sono del tipo a lamelle, in acciaio speciale e temperate, le quali marciano in buona lubrificazione d'olio anche con riscaldamento sino a 350° — mai raggiungibile in condizioni normali — così che non si possono nè contorcere nè eccessivamente consumare.

Per assicurare un rapido disinnesto, le lamelle interne sono convesse, mentre quelle esterne sono piane. Con questa disposizione si ottiene un avviamento senza scosse, perchè l'olio fra le lamelle deve essere, in massima parte, spinto fuori. Normalmente l'olio si riscalda sino a 70° al massimo sino ad 80°.

Tutti i ruotismi rimangono sempre ingranati, ma solo quelli corrispondenti al giunto inserito, stanno sotto sforzo e così il motore e gli elementi per la trasformazione della sua costante velocità, si trovano sempre in tensione di lavoro. Questo meccanismo funziona ad aria compressa e la

figura 2 rappresenta le diverse fasi della distribuzione, ove « a » è il canale che adduce l'aria compressa. Tutti i cuscinetti sono a rulli.

Con questo meccanismo di cambio di velocità, si può far lavorare la gru a velocità appropriate, senza interruzioni di marcia ed anche si fa economia di tempo nel servizio di stazione e si può avvicinarla ai vagoni con maggior sicurezza. Con ciò il rendimento, a tutte le velocità, è di circa il 97 %.

FIG. 2. — Diagramma della distribuzione. (aufwärts = all'insù; abwärts = all'ingiù).

Una delle costruzioni in serie, su carro a scartamento normale, provvista di motore Diesel verticale a tre cilindri da 55 HP a 1000 giri, possiede tutti i perfezionamenti, sino ad oggi conosciuti, per eseguire le diverse manovre (sollevamento, abbassamento, ritiro, rotazione, spostamenti) combinate e per il traino di vagoni. Può trainare su tratti in orizzontale e rettifilo circa 8 carri vuoti e da 4 a 5 carri da 20 t., carichi.

A seconda che si usi il primo o secondo rapporto di trasmissione, questa gru può sollevare rispettivamente alle seguenti velocità: con 13 metri di sbalzo, fino a 3 t alla velocità di 30 o 48 m/min.; con 5,5 m di sbalzo, da 3 a 6 t alla velocità di 15 o 24 m/min.; inoltre rispettivamente: in un minuto si eseguiscono 2 o 3 virate, la manovra per variazione della volata dalla più piccola alla più grande, richiede da 2 a 1½ minuto e la traslazione alla velocità di 60 o 100 m/minuto.

La gru può lavorare tanto con benna a 4 cavi, come con bozzello a gancio. La sostituzione di questo con quella o viceversa, a mezzo di un dispositivo brevettato per sfilare rapidamente i cavi, richiede da 8 a 10 minuti — G. M. Rossi.

(B. S.) Stazioni di smistamento (*Zeitung des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen,* 8 settembre 1938).

Dieci anni sono trascorsi dalla ricostruzione e riorganizzazione delle stazioni di smistamento di Dresden-Friedrichstadt, Chemnitz-Hilbersdorf e Zwickau, e questo intervallo di tempo giustifica l'opportunità di una ricerca tendente a stabilire quale efficacia hanno avuto le modifiche che furono allora introdotte in tali stazioni per aumentarne la capacità e risollevarne la gestione economica, e quali deduzioni possono trarsene per la costruzione di impianti nuovi.

È opportuno rifarci alquanto al tempo precedente il rimodernamento, considerando gli scopi allora da raggiungere e lo stato della tecnica in quell'epoca.

Nel 1924 l'esercizio nel Compartimento di Dresden, specialmente nel ramo merci, era divenuto estremamente difficile, perchè nel dopo-guerra il traffico aveva assunto straordinaria importanza, mentre le condizioni dell'armamento erano cattive; inoltre non poche complicazioni erano sorte per il cambiamento di molte norme di esercizio in seguito all'assorbimento delle Ferrovie Regionali da parte delle Ferrovie del Reich. In breve, c'erano difficoltà eccezionali.

Il limite di capacità delle stazioni di Dresden Friedrischstadt e di Chemnitz-Hilbersdorf era superato: per mesi e mesi queste stazioni avevano distribuito da 2500 a 3000 carri al giorno, e ciò malgrado non era più possibile espletare il lavoro di smistamento, e la durata delle manovre aumentava sempre di più.

Era dunque necessaria una soluzione, e questa fu cercata, secondo l'esempio dello sviluppo della Ruhr, nella costruzione di altre stazioni di smistamento: fu intrapresa la ricostruzione della stazione di Zwickau e furono elaborati i progetti per il raddoppio delle stazioni di Dresden e di Chemnitz.

Oggi si può considerare come un caso fortunato se, per mancanza di mezzi ed altre cause, detti piani non furono attuati, perchè, in seguito, accurati studi dimostrarono che, come nel caso della Ruhr, due stazioni vicine, malgrado il doppio costo, hanno capacità solo di poco maggiore di quella di una stazione.

Nel frattempo si erano fatto strada nuove opinioni e teorie nel campo dell'organizzazione del lavoro. La condotta scientifica degli esercizi tecnici che, dopo la guerra, stimolata dai metodi di Taylor e Ford, era penetrata in molti campi, fecondò l'intera vita tecnica, e quindi anche quella ferroviaria, penetrando dapprima nelle officine e poi nell'esercizio e nel traffico.

Siccome il metodo scientifico non poteva essere senz'altro trasportato nel campo del servizio ferroviario si dovettero cercare le strade più opportune: la fondamentale disposizione del 1924 circa « La condotta dei lavori e lo studio dei tempi nell'esercizio » tracciò la via da seguire.

La necessità di aumentare la capacità delle stazioni di smistamento nella circoscrizione di Dresden fornì l'occasione di cimentarsi in questo nuovo campo e si giunse così alla radicale riorganizzazione e ricostruzione di quelle stazioni, nel modo che segue:

Stazione di Dresden-Friedrichstadt. — Lo shema dell'impianto è indicato nella figura 1. I treni in arrivo ricevono, nel fascio d'arrivo situato nella parte più bassa dell'intero impianto, il

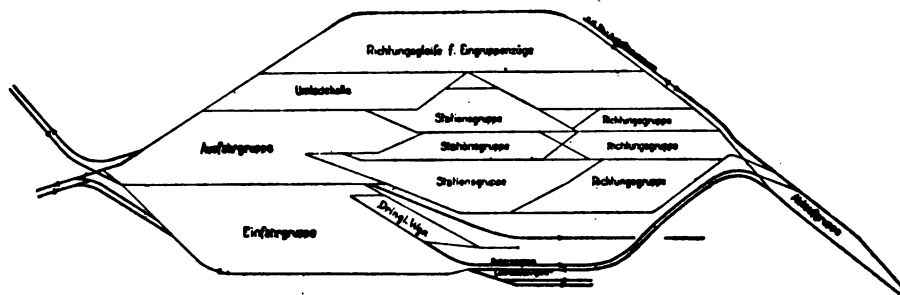



FIG. 1.
Einfahrgruppe = Fasci d'entrata; Ausfahrgruppe = Fasci d'uscita; Umladehalle = Capannoni per il trasbordo dei carichi: Richtungsgleise f. Eingruppenzüge = Binari di direzione per gruppi di treni; Stationsgruppe = Fasci per stazioni; Richtungsgruppe = Fasci per direzioni; Dringl. Wgn. = Carri urgenti; Schleppgleis = Binario di spinta; Lokrückfahrgleis = Binario di ritorno delle locomotive; Ablaufgruppe = Fascio di lancio.

relativo trattamento d'entrata, quindi, se necessario, vengono scomposti e spinti sul culmine per mezzo di speciali locomotive. Il lancio dei carri avviene per mezzo di un impianto a fune. I carri corrono per gravità verso i fasci di direzione, subendo diverse frenature, e di qui vengono rimorchiati verso i binari d'uscita situati presso quelli d'entrata. La pendenza media, escluse alcune rampe più inclinate, è del 10 ‰.

Le modifiche principali introdotte negli anni 1925-31 consistettero: nel prolungamento dei binari di lancio; nel miglioramento della disposizione dei binari di direzione; nella costruzione di una rampa di lancio col 12,5 ‰; nella costruzione di un binario insabbiato con uno scambio a gravità nel binario di spinta; nella costruzione di una cabina di comando del lancio per la manovra centralizzata dei deviatoi, dell'impianto di lancio, e degli altoparlanti; nel miglioramento dei fasci d'entrata e d'uscita. Ma la modifica più importante consistette nell'applicazione di nuovi impianti per l'esercizio fra cui un quadro del movimento con controllo ottico e acustico, un'impianto di annunzio dei treni, un'impianto di altoparlanti, uno speciale sistema di illuminazione, un nuovo dispositivo di lancio mediante fune, un impianto per la manovra automatica degli scambi ecc. Fu inoltre istituito il « Capo lancio », nelle cui mani fu concentrato tutta la regolazione delle manovre e del servizio di lancio.

Per poter valutare l'effetto delle misure adottate si eseguì una statistica sulla base di un conteggio degli assi trattati compiuto per mezzo di contatti elettrici sulle rotaie e contatori automatici, tenendo conto delle condizioni del tempo, della temperatura ecc. Il diagramma della fig. 2 indica le attività mensili della Stazione negli anni 1926-1937.

La linea in alto indica l'attività complessiva dei singoli mesi, in migliaia di assi; le tre linee centrali si riferiscono alle attività orarie medie dei singoli mesi separatamente per i tre periodi lavorativi della giornata: antimeridiano, notturno e pomeridiano. Le linee in basso indicano la durata dei periodi stessi in ore.

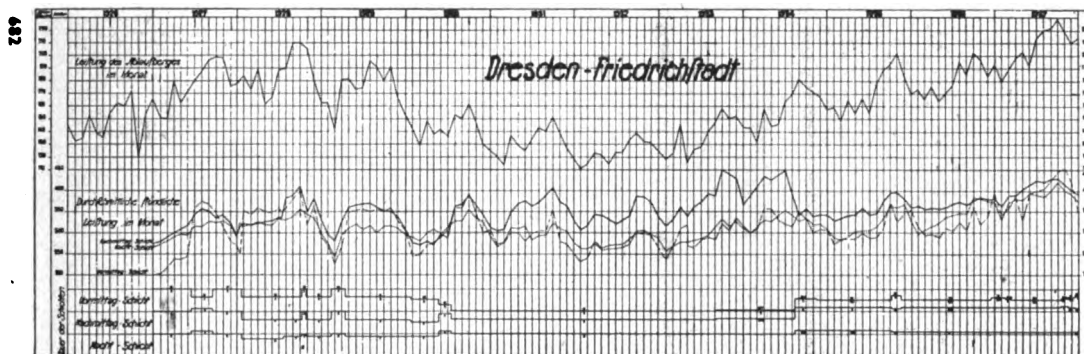



FIG. 2.
Intestazione della prima colonna: Migliaia di assi. — Intestazione della seconda colonna: Assi. Leistung des Ablaufbergs im Monat = Capacità mensile della sella di lancio; Durchschnittliche stündliche Leistung im Monat = Capacità oraria media nel mese; Dauer der Schichten = Durata dei periodi; Vormittag Schicht, Nachmittag S., Nacht S. = Periodo antimeridiano, pomeridiano, notturno.

A partire dal 1927 furono introdotte le pause d'esercizio, di durata variabile. Negli anni critici per il traffico, dal 1930 al 1933 si lavorò soltanto 16 ore al giorno, il che permise di ottenere che le attività medie dei singoli periodi rimanessero sensibilmente indipendenti dalle oscillazioni del traffico. Fu inoltre introdotto un sistema di premi al personale proporzionali alle attività raggiunte. Queste dimostrano che le misure costruttive e organizzative prese negli anni 1924-31 erano opportune.

Stazione di Chemnitz-Hilbersdorf. — L'impianto è rappresentato nella fig. 3. I treni provengono da tre direzioni principali: quelli provenienti da E vanno direttamente alla sella di lancio, mentre quelli da SW e da NW giungono a due gruppi d'entrata nella parte bassa dell'impianto e quindi devono essere spinti sulla sella da speciali locomotive attraversando i binari di caduta. Il lancio avviene mediante un impianto a fune: i carri scendono verso i binari di direzione e poi verso quelli di stazione subendo ripetute frenature. La pendenza media è del 10 ‰.

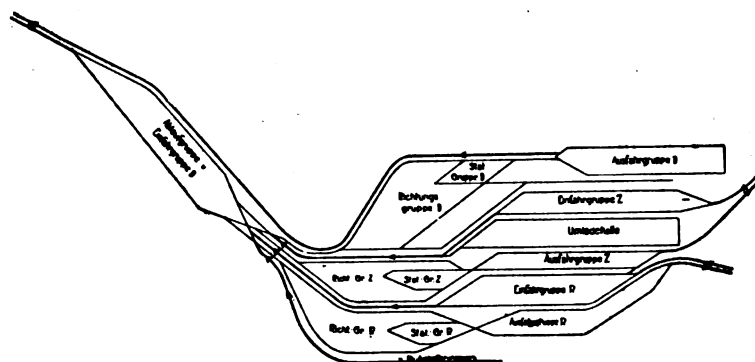



FIG. 3.
(Diciture come in fig. 1).

Le principali modifiche costruttive introdotte negli anni 1928-30 consistettero in quanto segue: prolungamento dei binari di caduta mediante spostamento dei gruppi di scambi E; riordino del gruppo degli scambi situato sotto la sella di lancio; accorciamento della contropendenza nei binari di caduta; costruzione di una rampa di caduta col 25 ‰ fra la sella e il primo scambio; costruzione di una cabina di comando sulla sellla; istituzione di una migliore organizzazione dell'esercizio, resa possibile da speciali impianti di illuminazione, di altoparlanti, di segnali, di lancio a fune ecc.

Le attività della Stazione di Chemnitz Hildersdorf sono rappresentate nel diagramma della fig. 4 ordinato come quello della fig. 2. Negli anni 1927-29 furono raggiunte attività altissime, mai raggiunte prima. Dal gennaio 1930 la situazione cambia alquanto per l'introduzione delle pause

d'esercizio, le quali ebbero fra l'altro il vantaggio di permettere che i binari di lancio venissero riempiti di carri dalle macchine di manovra in modo che alla ripresa del lancio le opera-

FIG. 4.
(Diciture come in fig. 2).

zioni potessero essere effettuate senza le interruzioni dovute all'incrocio dei carri in arrivo. In generale l'andamento corrisponde a quello di Dresden F., però dal confronto si nota che le attività medie sono alquanto minori, il che a prima vista stupisce perchè gli impianti si corrispondono. La spiegazione è però semplice: qui non era possibile stabilire una regolazione del traffico così ben coordinata come a Dresden e inoltre il numero dei treni incrocianti è maggiore, e la durata del percorso d'entrata è invece minore. Infine ha una certa importanza il fatto che qui non è stato ancora introdotto il sistema dei premi d'attività al personale.

Stazione di Zwickau. — La ricostruzione di questa stazione non è ancora completata. In definitiva è progettato l'impianto indicato nella fig. 5. Siccome i lavori sono cominciati circa 15

FIG. 5.
(Diciture come in fig. 1).

anni fa, quando la conscenza del funzionamento delle stazioni di lancio non era ancora molto sviluppata, non si sono potuti introdurre tutti i più moderni perfezionamenti. Grandi difficoltà sono dovute alla troppo piccola lunghezza e alla troppo grande differenza di livello fra la sella e i gruppi d'uscita.

Le attività finora raggiunte in questo impianto non possono paragonarsi con quelle di Dresden e Chemnitz, poichè i singoli gruppi non sono ancora completi e la sella di lancio non è ancora definitivamente attrezzata. Ciononostante vengono raggiunte attività di 5-6000 assi in 20 ore. Ad impianti completati la potenza raggiungerà certamente i 10-11000 assi in 24 ore.

Dall'esame dei risultati conseguiti nei tre impianti descritti, l'A. è indotto fare le seguenti osservazioni generali e a trarre le seguenti conclusioni.

Le ricerche teoriche hanno portato un magnifico contributo alla conoscenza delle stazioni di smistamento e alla risoluzione dei molti problemi che ne derivano. Tuttavia, per il riconoscimento del valore di tali ricerche ci si deve guardare dal ritenere che ai problemi stessi possano darsi soluzioni generali.

Ogni stazione ha i suoi compiti speciali e deve essere sviluppata in vista di essi se si vuole che diventi praticamente utile, potente ed economica. In questo senso devono essere esaminate le varie questioni tecniche che interessano le stazioni di smistamento.

Accenneremo ad alcune di esse.

Fasci d'entrata e di uscita uniti oppure separati? Per le piccole stazioni non c'è dubbio che l'immediata discesa dei treni dai binari d'entrata costituisce la soluzione migliore, ma ciò non vale per le grandi stazioni. Bisognerebbe infatti che il numero dei binari d'entrata fosse molto grande, ma ciò porterebbe come conseguenza un eccessivo sviluppo di scambi e quindi lunghi percorsi fra la sella e i primi deviatori. Nelle grandi stazioni solo in pochissimi casi sarà possibile evitare l'entrata in senso contrario alla discesa. Per raggiungere grandi attività la discesa deve avvenire con un ritmo continuo quasi come le lavorazioni a nastro nelle grandi fabbriche, e ciò nelle grandi stazioni può ottenersi soltanto disponendo di uno speciale fascio d'entrata.

Separando i fasci d'entrata da quello di discesa si ottengono altri tre importanti vantaggi: favorevole maneggio dei treni di passaggio in speciali fasci; rapido passaggio dei carri urgenti; possibilità d'introdurre le pause d'esercizio.

Posizione dei fasci d'entrata. Sono possibili 3 soluzioni: 1) fasci d'entrata e di discesa accodati; 2) fasci d'entrata affiancati a quelli di uscita; 3) fasci d'entrata affiancati a quelli di direzione. Quest'ultima soluzione è la più vantaggiosa principalmente perchè i percorsi in salita sono minori.

La rampa di discesa. Per risultare convenienti le stazioni di smistamento esigono che non si lavori con forte velocità di discesa. L'esperienza acquisita a Dresden, Chemnitz e Zwickau insegna che con velocità di discesa fino a circa 1 m/sec non sono necessarie rampe ripide.

Fasci di direzione. Nei nuovi impianti si dovrebbe tener presente che una pendenza dei fasci di direzione troppo grande rispetto ai risultati teorici, se richiede alquanto personale di più assicura però la discesa dei carri anche in condizioni metereologiche sfavorevoli, mentre un'unica pendenza vicina al limite inferiore può dar luogo a difficoltà d'esercizio.

I fasci di stazione. La capacità di una stazione nel reparto composizione dei treni dovrebbe essere sempre maggiore di quella dell'impianto di discesa. Grande importanza sulla durata della composizione ha la lunghezza dei percorsi che il personale deve fare tornando.

I fasci d'uscita. La pendenza dei fasci d'uscita nella prima metà, deve progressivamente diminuire tendendo all'orizzontale, in modo che sia garantita la corsa fino alla fine. Si consiglia una leggera contropendenza alla fine dei gruppi d'uscita per sicurezza.

Impianti per i carri urgenti. La possibilità di dirigere i carri urgenti dai fasci d'entrata immediatamente a quelli d'uscita è indispensabile. Si richiedono perciò appositi binari, all'estremità dei quali si devono porre alcuni tronchini dai quali i carri urgentissimi possono essere presi da una locomotiva. — G. ROBERT.

(B. S.) Oscillazioni laterali dei veicoli ferroviari (*Engineering*, 3 marzo 1939).

È noto che i veicoli ferroviari viaggianti a elevata velocità, per effetto della conicità dei cerchioni, assumono un movimento di oscillazione laterale che è relativamente piccolo se i cerchioni sono nuovi, ma diventa violento quando i cerchioni sono logorati. Le ricerche di cui trattiamo, riguardanti solo i veicoli a 4 assi e i carrelli, comprendono:

1) esperienze preliminari su modelli per chiarire il fenomeno dello slittamento (creep) ossia del distacco dal puro moto di rotolamento che si verifica quando fra ruota e rotaia c'è una forza orizzontale sufficiente a produrre scorrimenti istantanei;

2) esperimenti su modelli in scala 1/5 di un asse isolato e di un veicolo a 2 assi, per chiarire il fenomeno delle oscillazioni laterali;

3) analisi matematica procedente di pari passo con gli esperimenti, guidandoli e venendone guidata;

4) esperimenti al vero a passo d'uomo con un asse isolato o un carrello;

5) esperimenti al vero a velocità normale su una linea principale della « London Midland & Scottish Railway » (L.M.S.R.).

Le ricerche 1 e 2 furono fatte nel laboratorio d'ingegneria dell'Università di Cambridge, sotto la guida del prof. Inglis.

Esperienze su modelli circa lo slittamento. — Si consideri una ruota di peso P moventesi su una rotaia, e si supponga che nel punto di contatto ci sia una forza tangenziale R giacente nel piano della ruota: se $R/P = O$ il moto è di rotolamento puro; se R/P è uguale al coefficiente d'attrito si ha puro strisciamento e se il valore di R/P è compreso fra O e il coefficiente d'attrito, allora il cammino percorso dalla ruota è maggiore di quello che corrisponde al numero dei giri compiuti, e la differenza costituisce appunto lo slittamento. Il rapporto fra lo *slittamento totale* e lo spazio percorso si dice « slittamento longitudinale » (o trasversale se la forza R è perpendicolare al piano della ruota).

Il modello utilizzato era costituito da un carro a due assi moventesi su un binario. Gli assi avevano ruote cilindriche intercambiabili di cui quelle disposte verso l'interno del binario erano solidali con l'asse e quelle opposte erano folli. Per mezzo di uno speciale dispositivo simile a un freno era possibile applicare a una ruota dell'asse posteriore una forza tangenziale conosciuta mentre un altro dispositivo permetteva di misurare la differenza fra il movimento angolare di tale ruota e quello della corrispondente ruota dell'asse anteriore (slittamento).

Per le prove sullo slittamento laterale il binario veniva disposto inclinato secondo un angolo la cui tangente era uguale al valore di R/P e le ruote venivano fissate agli assi. La posizione laterale del veicolo veniva determinata mediante misure micrometriche fra le ruote e le rotaie. In entrambe le serie di prove il peso delle ruote veniva modificato zavorrando il carro e il loro diametro veniva variato cambiando le ruote stesse.

Le curve della fig. 1 mostrano la variazione dello slittamento longitudinale in funzione di R/P per tre diversi valori del peso delle ruote, mentre il diametro rimaneva costante; le curve della fig. 2 mostrano invece la variazione della stessa quantità per due diversi diametri, rimanendo costante il peso. La velocità era di circa 2 piedi/sec. (0,61 m./sec. oppure 2,2 Km./h.). Si vede facilmente che, mentre alcuni punti sono inesatti (errori strumentali), l'esattezza dell'andamento generale non può essere dubbia. I diagrammi sono rettilinei nel primo tratto (slittamento proporzionale ad R/P), ma in vicinanza del valore $R/P = 0{,}05$ si piegano verso l'alto divenendo sempre più ripidi e tendendo asintoticamente al valore R/P = coefficiente d'attrito (= 0,125 come da misure dirette con le ruote serrate). Si osserva come l'aumento del peso e la diminuzione del diametro agiscono concordemente nel senso di aumentare la ripidità delle curve.

I diagrammi relativi allo slittamento laterale sono identici a quelli dello slittamento longitudinale. È risultato inoltre che la variazione della velocità nei limiti realizzabili col modello, non influenza l'andamento delle curve.

Esperienze su modelli circa l'oscillazione laterale. — Per l'esecuzione di queste prove il modello del binario era collocato su una tavola coperta di carta paraffinata su cui uno stilo elastico applicato al carro lasciava una traccia. Le ruote erano coniche, solidali con gli assi e prive di bordino e per impedire al carro di deragliare gli orli della tavola erano provvisti di striscie di ferro. Una speciale catapulta faceva partire il modello alla velocità desiderata, e una lieve pendenza del binario assicurava che tale velocità fosse mantenuta.

Questi esperimenti si differenziano dalla realtà per i seguenti motivi:

1) siccome il modello era costituito da un solo veicolo, mancava la trazione al gancio e le reazioni dei veicoli contigui, esercitate per mezzo dei respingenti, le quali hanno l'effetto di regolarizzare il moto;

2) siccome le superfici delle rotaie erano orizzontali le ruote le toccavano sempre sull'orlo interno, tuttavia coi cerchioni non consumati le conseguenze di questo errore sono trascurabili;

3 le ruote erano prive di bordini: però questa non era un'omissione tanto grave quanto potrebbe sembrare dato che lo scopo principale delle esperienze era l'osservazione del primo svilupparsi delle oscillazioni, prima cioè che esse avessero raggiunto tale ampiezza da chiamare in gioco i bordini;

4) le imperfezioni del binario reale erano eliminate il più possibile, poichè erano necessarie condizioni perfette per poter studiare le caratteristiche del moto sulla breve corsa disponibile.

Esperimenti al vero a piccola velocità. — Fu impiantato espressamente un tratto di binario rettilineo lungo 200 y. (183 m.) e si osservò il comportamento di vari assi isolati e carrelli.

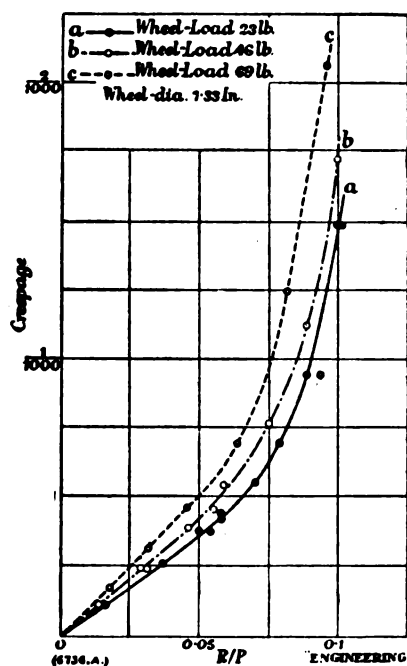



Fig. 1.

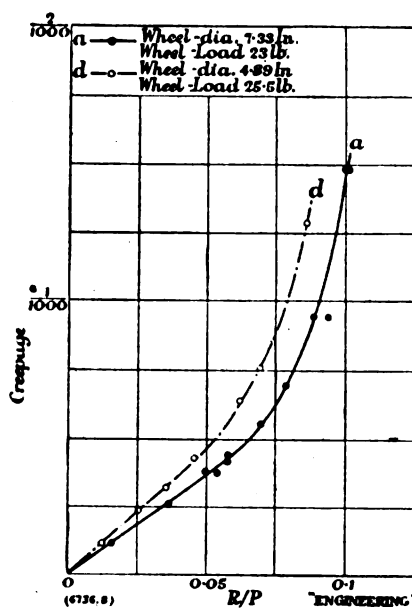



Fig. 2.

Le prime 100 y. di binario erano costituite da materiale nuovo, mentre nelle altre 100 si erano utilizzati materiali logorati riuniti nella stessa posizione relativa che avevano occupato in servizio. La registrazione veniva effettuata mediante una piccola ruota fissata all'asse mediante un telaio tubulare e rotolante su una tavola coperta di vernice e disposta di fianco alla rotaia.

Esperimenti al vero a velocità normale. — Fu usata una vettura di III classe a carrelli, accodata ad un treno viaggiatori, e fu osservato il comportamento del suo carrello posteriore, ultimo del treno ,alle varie velocità. Al carrello furono applicati tre differenti tipi di ruote, di cui uno con cerchioni nuovi e due con cerchioni logorati. Il comportamento fu studiato mediante accelerometri posti sia sul pavimento della vettura in corrispondenza dell'asse, che sul carrello. Il metodo era vincolato dalle seguenti limitazioni:

1) siccome le accelerazioni, per una data traiettoria, variano col quadrato della velocità, era difficile avere diagrammi riconoscibili a velocità bassa;

2) gli strumenti posati sul carrello dovevano essere protetti da molleggiamenti perchè non fossero messi fuori uso;

3) a causa dei giochi fra l'asse e il telaio del carrello i diagrammi non fornivano esattamente i movimenti dell'asse.

La curva 1 della fig. 3 si riferisce al caso dei cerchioni nuovi e dello strumento disposto sul carrello, essendo V = 106 piedi/sec. (35,37 m./sec. oppure 12,7 Km./h). Scala orizzontale: 1 poll. = 1 sec. = 106 piedi (25,4 mm. = 1 sec. = 25,37 m.). Scala verticale 1 pollice. = 4 g (25,4 m. = 4 g). L'onda fondamentale (tratteggiata) è quella dell'asse sul binario, ed ha una lunghezza di 60 piedi (18,29 m.). La frequenza di 5,[illegible] per sec. che si incontra in uno o due punti è la freqenza naturale delle oscillazioni laterali del telaio del carrello sulle sue sospensioni, come fu verificato a veicolo fermo. La frequenza più elevata è quella propria dello strumento.

La curva 2 si riferisce ancora al caso dei cerchioni nuovi, ma con l'apparecchio disposto sul pavimento della vettura. Le scale sono 1 poll. = 1,03 sec. = 110 piedi e 1 poll. = 1,8 g (25,4

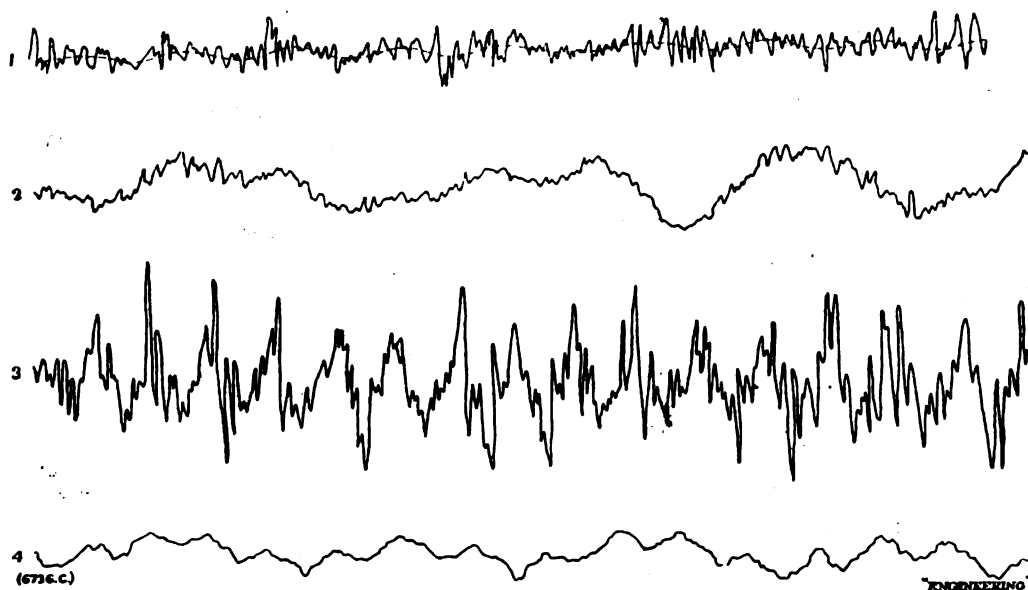



FIG. 3.

mm. = 1,03 sec. = 33,5 m. e 25,4 mm. = 1,7 g). L'onda del carrello, lunga 60 piedi (18,28 m. o ,56 sec.) è sovrapposta a un'onda più lenta della lunghezza di 1/25 di sec. che rappresenta il periodo proprio delle oscillazioni laterali della vettura, come fu verificato a veicolo fermo. Le cuspidi ad alta frequenza devono riferirsi ad una vibrazione della vettura, esagerata dalla prossimità della frequenza propria dello strumento.

Con i cerchioni nuovi l'onda del carrello non apparve generalmente con velocità inferiori a 60 miglia/h (91 Km./h) e non fu mai violenta; la sua lunghezza variò da 49 a 63 piedi (14,93 a 18,89 metri, in buon accordo con la teoria (59 piedi = 17,98 m.).

Passando al caso dei cerchioni logorati, le curve 3 e 4 furono ottenute con lo strumento disposto rispettivamente sul carrello e sulla cassa velocità 103 piedi sec. (31,41 m./sec. = 11,3 Km./h). Scale: 1 poll. = 0,96 sec. = 99 piedi; e 1 poll. = 4 g (25,44 mm. = 0,96 sec. = 30,17m. e 25,4 mm. = 4 g) e rispettivamente 1 poll. = 0,93 sec. = 96 piedi e 1 poll. = 1,7 g (25,4 mm. = = 0,93 sec. = 29,26 m.; e 25,4 mm. = 1,7 g). Nella curva 3 l'onda fondamentale ha ampiezza molto maggiore che non nella curva 1, e la lunghezza è 32 piedi (9,75 m.). Nella curva 4, l'onda del carrello, molto ridotta in ampiezza dalle sospensioni della cassa, è sovrapposta all'oscillazione laterale della cassa stessa.

Con i cerchioni logorati l'onda del carrello è apparsa talvolta anche a velocità basse (40 miglia/h =61 Km./h) e alle velocità maggiori è spesso divenuta violenta.

Conclusioni. — Un asse isolato provvisto di ruote coniche, oscilla lateralmente lungo il binario secondo una curva sinusoidale la cui lunghezza d'onda dipende dallo scartamento, nonchè dal diametro e dalla conicità delle ruote. Per le ruote comunemente usate tale lunghezza è compresa fra 50 e 60 piedi (15 a 18 m.). A velocità elevata il movimento laterale cresce, e l'ampiezza di ogni oscillazione supera quella precedente secondo un rapporto che varia direttamente col quadrato della velocità e inversamente con la lunghezza d'onda del moto. Col progredire del logorio dei cerchioni la lunghezza d'onda diminuisce, mentre aumenta il valore della velocità oltre il quale l'ampiezza aumenta con la velocità stessa.

Finora l'A. non ha preso in esame l'azione dei bordini ma spera di poterlo fare prossimamente con un modello.

Poichè la conicità, influenzata dal logorio, è la causa del serpeggiamento, il rimedio più ovvio consisterebbe nell'usare cerchioni cilindrici: si eliminerebbe allora l'azione centrante, e le ruote sbanderebbero a caso, frenate solo dai bordini. La conicità presenta tuttavia due vantaggi che andrebbero perduti: essa assorbe automaticamente le piccole inevitabili differenze di diametro delle ruote, spostando la linea assiale del moto, e agisce ugualmente nelle curve. In entrambi i casi i cerchioni cilindrici sarebbero gettati contro un bordino e si verificherebbero strisciamenti. L'A. ricorda che circa 60 anni fa sulla linea Wien-Salzburg furono adottati i cerchioni conici, ma che poco dopo, per i continuo inconvenienti ai bardini e per lo slittamento nelle curve l'esperimento fu abbandonato. Ciò nonostante oggi i cerchioni cilindrici ricompaiono per alcuni treni veloci negli Stati Uniti e in Inghilterra.

L'ideale sarebbe la conicità con una lieve azione centrante: il guaio è che col logorio l'azione centrante diviene eccessiva. D'altra parte non c'è alcun mezzo per impedire ai cerchioni e alle rotaie di adattarsi gli uni alle altre. Talvolta i cerchioni vengono torniti secondo un profilo composto tendente a ritardare tale reciproco adattamento.

Dietro suggerimento dell'A. furono provati ceppi da freno di forma tale che il logorio dovutò alla frenatura fosse concentrato verso l'orlo interno o quello esterno del cerchione, in modo cioè da riportare la forma dei cerchioni stessi verso il profilo originario. I risultati della prova furono però sfavorevoli poichè risultò che tali ceppi invece di logorare le zone sporgenti vi depositavano nuovo metallo!

Molto tempo fu speso intorno ai modelli per cercare di diminuire l'oscillazione: due provvedimenti sembravano efficaci: la riduzione dei giochi alle boccole il dare alle estremità degli assi una certa spostabilità con resistenza, ma mentre il primo non era pratico, il secondo si dimostrò inefficace.

Resta la possibilità di rivoluzionare completamente la costruzione dei veicoli adottando ruote indipendenti, ma a questa soluzione si oppone il fattore economico. L'A. non ha potuto trovare una soluzione soddisfacente ma forse gli elementi raccolti potranno ancora essere utili.

Quanto ai veicoli a carrelli tanto gli esperimenti che l'analisi suggeriscono:

1) che il rapporto fra la massa dei carrelli e quella dell'insieme sia il più piccolo possibile;

2) che la velocità critica sia molto bassa, ossia che sia bassa la frequenza propria della cassa e debole il controllo laterale da parte delle sospensioni del carrello;

3) che si abbia un moderato smorzamento per effetto della sospensione della cassa: il valore realizzato in pratica sembra conveniente dato che non c'è segno di velocità critica inopportuna. — G. Robert.

(B. S.) Piccole locomotive per linee secondarie negli Stati Uniti (*Railway Age*, 11 febbraio 1939).

La Coordinated Transportation Inc. di Minneapolis ha recentemente ideato e messo in servizio, sulle linee secondarie della sua rete, delle locomitive di piccole dimensioni per servizio merci e viaggiatori.

La loro potenza è di soli 177 HP., il loro peso di 14,2 t., di cui 9,7 aderenti e gravanti sul carrello posteriore. È stato adottato un motore a gasolio o a nafta a ciclo Diesel.

Durante una serie di corse di prova di circa 72 Km., svoltesi durante un periodo di sei giorni consecutivi, con carichi diversi di merci e di viaggiatori, su linee a pendenze diverse, sono stati rilevati i consumi di combustibile e di olio lubrificante, consumi che sono risultati in media di circa 1 litro del primo e gr. 17 del secondo per chilometro di percorso. Anche sulla pendenza massima incontrata durante dette corse, pendenza che fu del 10 per mille, non fu mai necessario innestare il cambio di velocità ad un rapporto più basso della seconda o ricorrente ad espedienti per aumentare l'aderenza.

Il motore è raffreddato ad aria con radiatore normale durante il moto diretto e con una presa d'aria che riporta l'aria stessa sulla fronte del radiatore durante la marcia indietro, non essendo la macchina fornita di radiatore posteriore.

Lo sforzo motore è trasmesso mediante un innesto a frizione a semplice disco e un cambio a cinque velocità per entrambi i sensi di marcia, ad uno degli assi del carrello posteriore. Le ruote di tale asse sono accoppiate a quelle dell'altro asse dello stesso carrello, con normali bielle di accoppiamento rendendo aderente tutto il peso gravante sul carrello posteriore. La trasmissione del moto è completamente meccanica. Le due fiancate del carrello posteriore sono tra loro indipendenti in modo che in ogni istante e per qualunque irregolarità del binario tutte le quattro ruote appoggiano sulle rotaie. Le ruote sono costruite in modo assai caratteristico e si compongono di cinque parti essenziali e cioè: il centro di ruota propriamente detto, due anelli di acciaio aventi funzione di fasce elastiche, il cerchione di acciaio e un disco pure di acciaio che viene fissato con bulloni alla faccia esterna del centro di ruota per impedire spostamenti verso l'esterno del cerchione e delle fasce elastiche. Analoghi spostamenti verso l'interno sonó impediti da risalti ricavati nelle varie parti a contatto. Le fasce elastiche sono interposte tra il centro di ruota e il cerchione. Questa particolarità costruttiva conferisce alle ruote una certa elasticità e riduce gli effetti degli urti e delle vibrazioni sulle rotaie e sul materiale mobile. Inoltre parrebbe accertato che la combinazione delle ruote del tipo suddetto e del carrello a fiancate indipendenti produce un notevole aumento dell'aderenza.

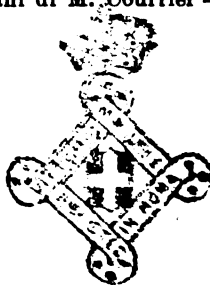
Il carrello anteriore è come l'altro a fiancate indipendenti.

In esso i cerchioni hanno un collegamento elettrico coi rispettivi centri di ruota, costituito da treccie di filo di rame saldate al cerchione e al centro di ruota, allo scopo di assicurare il perfetto funzionamento dei circuiti di binario e quindi delle segnalazioni di protezione.

La locomotiva è munita di freno Westinghouse e di freno moderabile, quest'ultimo però sul solo carrello posteriore. La cassa ha le dimensioni di m. 0,40 × 2,40 × 2,10, è munita di vetri infrangibili e di un potente faro anteriore e posteriore. — Luigi La Magna.

Formano oggetto di recensione i libri inviati alla Rivista in doppio esemplare. Quelli che pervengono in semplice esemplare sono soltanto registrati nella Bibliografia mensile.

Ing. Nestore Giovene, *direttore responsabile*

Stabilimento Tipografico Armani di M. Courrier – Roma, via Cesare Fracassini, 60

BIBLIOGRAFIA MENSILE FERROVIARIA

GIUGNO 1939-XVII

PERIODICI

LINGUA ITALIANA

Rivista Tecnica delle Ferrovie italiane.

531 . 8
1939 624 . 085
Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, aprile, pag. 203.
R. Righi. La prova delle costruzioni mediante macchine vibranti. Fondamenti teorici e considerazioni pratiche di impiego, pag. 56, fig. 44, tav. 1.

1939 385 . (092
Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, aprile, pag. 260.
L'ingegnere Filippo Massione, pag. 2, fig. 1.

1939 625 . 52
Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, aprile, pag. 262.
P. D'Armini. I consumi delle funi portanti delle funivie, pag. 18, fig. 9, tav. 1.

624 . 2
1939 625 . 6
Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, aprile, pag. 280.
Provvedimenti per decongestionare il traffico a Londra, pag. 2, fig. 2 (Libri e Riviste).

1939 621 . 335
Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, aprile, pag. 281.
Locomotive elettriche, pag. 1 ½ (Libri e Riviste).

621 . 131
1939 656 . 221
Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, aprile, pag. 283.
Aumento della potenza delle locomotive dovuto al carenaggio, pag. ½ (Libri e Riviste).

625 . 612
1939 656 . 22
Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, aprile, pag. 283.
La velocità sui binari a scartamento ridotto, pagina ½ (Libri e Riviste).

1939 656 . 25
Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, aprile, pag. 284.
Velocità e segnalazione, pag. 1 ½ (Libri e Riviste).

1939 625 . 154
Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane, aprile, pag. 285.
Le grandi piattaforme girevoli per locomotive: m. 41,50 di diametro, pag. ½ (Libri e Riviste).

LINGUA FRANCESE

Bulletin de l'Association internationale du Congrès des chemins de fer.

1939 656
Bull. du Congrès des ch. de fer, aprile, pag. 303.
Concurrence de la route, de la voie d'eau et de l'air (Grande-Bretagne), pag. 5.

1939 624 . 8 (. 492)
Bull. du Congrès des ch. de fer, aprile, pag. 309.
Mundt (Th. W.). Le pont-rails basculant audessus du canal à travers le Sud-Beveland, sur la ligne Roosendaal-Flessingue près de Vlake, en Hollande, p. 17, fig. 8.

1939 625 . 113
Bull. du Congrès des ch. de fer, aprile, pag. 327.
Chappellet (J.). Courbes de chemins de fer. Bifurcations. Considérations sur l'étude des tracés. Branchements à déviation parabolique, pag. 17, fig. 16.

1939 621 . 43 & 669
Bull. du Congrès des ch. de fer, aprile, pag. 345.
Taschinger (O.). L'emploi de l'hydronalium comme matériau de construction pour automotrices, pag. 19, fig. 13.

1939 621 . 132 . 3 (. 73)
Bull. du Congrès des ch. de fer, aprile, pag. 364.
Locomotives 4-6-4 de grande puissance du « New York Central », pag. 12, fig. 17.

1939 621 . 43 (. 43)
Bull. du Congrès des ch. de fer, aprile, pag. 376.
Nouvelle automotrice Diesel-électrique quadruple rapide de la Reichsbahn allemande, pag. 2 ½, fig. 3.

1939 621 . 392 (. 73) & 625 . 143 . 4 (. 73)
Bull. du Congrès des ch. de fer, aprile, pag. 379.
L'équipement Sperry pour la soudure des rails, pag. 6 ½, fig. 9.

1939 656 . 254
Bull. du Congrès des ch. de fer, aprile, pag. 385.
La répétition des signaux sur les locomotives à l'aide du « crocodille contrôlé », pag. 5, fig. 4.

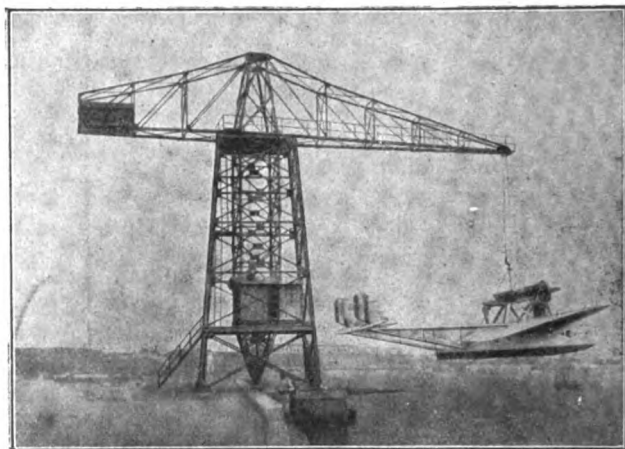
1939 625 . 154 (. 44)
Bull. du Congrès des ch. de fer, aprile, pag. 390.
Marjollet. Chariot-satellite de plaque tournante pour le virage de wagons de grand empattement, pag. 3 ½, fig. 5.

1939 656 . 261
Bull. du Congrès des ch. de fer, aprile, pag. 394.
Compte rendu bibliographique. Die Eisenbahn ins Haus. Die Beförderung von Eisenbahnwagen und Schwerlasten mit Strassenfahrzeugen (Le chemin de fer de porte à porte. Transport de wagons de chemin de fer et de chargements lourds spéciaux au moyen de véhicules routiers), par le dr. ing. Culemeyer, pag. 1.

1939 656 . 221
Bull. du Congrès des ch. de fer, aprile, pag. 395.
Compte rendu bibliographique. Air resistance of railroad equipment (La résistance de l'air au mouvement du matériel de chemin de fer), par A. I. Lipetz, pag. ½.

Revue Générale des Chemins de fer.

1938 385 . 092 (44)
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, p. 153.
Martinez. Un grand constructeur: M. Séjourné, pag. 7, fig. 8.

1939 625 . 232 . 9 (44)
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 160.
Mauzin. Description d'une voiture permettant d'effectuer, à grande vitesse, l'auscultation des voies de chemins de fer, pag. 12, fig. 17.

1939 385 . 58 (44)
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 172.
BERTRAND. Une nouvelle méthode rationnelle de formation des apprentis, pag. 6, fig. 7.

1939 385 . 3 (44)
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 178.
CLOSSET. Les Chemins de fer Algériens, pag. 3 ½.

1939 621 . 431 . 72 . 2 (44)
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 184.
CHATEL. La suralimentation dans les moteurs Diesel. Applications aux moteurs d'autorails et de locomotives Diesel, pag. 17, fig. 18.

1939 621 . 79 (44)
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 201.
LEBON. Recherche des fissures dans les fusées d'essieux, pag. 6, fig. 9.

1939 625 . 154 . (44)
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 207.
Pont tournant « secteur » de Port-Vendres, pag. 4, fig. 5.

1939 656 . 22 (44)
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 211 (Informations).
Interpénétrations régionales dans le trafic P.V. (trains et lots) de la S.N.C.F., pag. 2, fig. 1.

1939 621 . 431 . 72 . 3 (44)
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 213 (Informations).
Les autorails « amphibies » « Alsthom-Soulé » de la Région du Sud-Ouest, pag. ½.

1939 621 . 335 . 2 (44)
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 213 (Informations).
Les nouvelles locomotives à grande vitesse E 2 D 2 de la ligne de Tours à Bordeaux, pag. ½.

1939 656 . 232 (43)
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 214.
Les Chemins de fer à l'étranger. D'après la « Zeitung des Vereins mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen », n. du 10 mars 1938.
La réduction des prix de transport des voyageurs en Allemagne, pag. 1 ½.

1939 656 . 211 . 5
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 217.
Les Chemins de fer à l'étranger. D'après « The Railway Gazette », n. du 18 novembre 1938.
Un nouvel indicateur des trains à Buenos-Aires, pag. 1, fig. 1

1939 656 . 6 (43)
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 218.
Les Chemins de fer à l'étranger. D'après la « Zeitung des Vereins Mitteleuropaïscher Eisenbahnverwaltungen), n. du 27 octobre 1938 et « Verkehrstechnische Woche », n. d. 16 novembre 1938.
L'achèvement du Mittellandkanal, pag. 2, fig. 2.

1939 625 . 235
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 220.
Les Chemins de fer à l'étranger. D'après le « Railway Electrical Engineer », n. de novembre 1938.
Conditionnement de l'air des voitures et automotrices aux Etats-Unis, pag. 1.

1939 656 . 212
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 221.
Les Chemins de fer à l'étranger. D'après « Die Reichsbahn », n. du 16 novembre 1938.
Manutention de colis dans les gares, pag. 1, fig. 3.

1939 621 . 132
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 222.
Les Chemins de fer à l'étranger. D'après « Railway Mechanical Engineer », n. d'octobre 1938.
Locomotives 2-4-2 du Minneapolis, Saint-Paul & Sault Sainte-Marie Railroad, pag. ½, fig. 1.

1939 621 . 335 . 4
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 223.
Les Chemins de fer à l'étranger. D'après le « Bulletin des Chemins de fer fédéraux Suisses », n. de novembre 1938.
La Flèche du Jura, pag. ½, fig. 2.

1939 625 . 25
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 223.
Les Chemis de fer à l'étranger. D'après « Diesel Railway Traction », supplément de « The Railway Gazette », n. du 28 octobre 1938.
Le freinage des trains à grande vitesse, pag. 1, fig. 1.

1939 621 . 78
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 226.
Les Chemins de fer à l'étranger. D'après le « Railway Mechanical Engineer », n. du 1er octobre 1938.
Zingage des bielles de locomotives, pag. ½.

1939 625 . 233
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 227.
Les Chemins de fer à l'étranger. D'après le revue « Brown Boveri », n. du 5 août 1938.
Nouveautés dans l'entraînement des dynamos pour l'éclairage des trains, pag. 1/3.

1939 621 . 133 . 2
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 227.
Les Chemins de fer à l'étranger. D'après « Archiv für Warmewirtschaft und Dampfkesselwesen » n. de septembre 1937.
Perfectionnements aux foyers à grille sans fin et aux foyers pour charbon pulvérisé, en Allemagne, pag. 1/3.

1939 621 . 132
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 227.
Les Chemins de fer à l'étranger. D'après « Railway Mechanical Engineer », n. de décembre 1938.
Locomotives 2-4-2 pour l'Atlantic Coast Line Railroad, pag. 1, fig. 3.

1939 656 . 222
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 228.
Les Chemins de fer à l'étranger. D'après « Railway Age », n. du 19 novembre 1938.
Les services rapides de l'Atchison Topeka and Santa Fe Railroad, par trains à vapeur et trains Diesel, pag. 1.

1939 656 . 28
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 229.
Les Chemins de fer à l'étranger. D'après « Die Reichsbahn », n. du 7 décembre 1938.
Le train de secours de la Direction de la Reichsbahn à Sarrebrück, pag. 2, fig. 6.

1939 621 . 131
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 231.
Les Chemins de fer à l'étranger. D'après « The Engineer », n. du 25 novembre 1938.
Essais de déraillement sur les Chemins de fer du Sud de l'Afrique, pag. 1, fig. 1.

1939 621 . 132
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 232.
Les Chemins de fer à l'étranger. D'après « The Railway Gazette », n. du 2 décembre 1938.
Nouvelles locomotives 2-4-1 pour l'Afrique du Sud, pag. 1, fig. 3.

1939 621 . 331 . 4
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 233.
Les Chemins de fer à l'étranger. D'après « The Engineer », n. du 14 octobre 1938.
Grand transformateur de secours sur roues, pag. 1, fig. 1.

1939 625 . 17
Revue Générale des Chemins de fer, marzo, pag. 234.
Les Chemins de fer à l'étranger. D'après « Railway Age », n. du 15 octobre 1938.
Corrosion des rails sous un tunnel, pag. 1.

Revue Générale de l'Electricité.

1939 621 . 316 . 727
Revue Générale de l'Electricité, 4 febbraio, p. 131.
H. Schulze. L'amélioration du facteur de puissance à l'aide de condensateurs, pag. 10, fig. 11.

1939 621 . 337 . 6 / 656 . 25
Revue Générale de l'Electricité, 18 febbraio, p. 201.
P. Corbot. La répetition des signaux de block automatique sur les automotrices et les locomotives de la ligne de chemin de fer de Paris à Sceaux et à Massy-Palaiseau, pag. 3, fig. 5.

1939 621 . 315 . 6
Revue Générale de l'Electricité, 18 febbraio, p. 204.
Les matières plastiques isolantes modernes, pag. 5.

1939 621 . 39
Revue Générale de l'Electricité, 11 marzo, p. 291.
R. Dreyfus. La téléphonie automatique à grande distance, pag. 9, fig. 7.

Le Génie Civil.

1939 621 . 33 (. 44)
Le Génie Civil, 18 febbraio, pag. 145.
J. Dumas. L'électrification de la ligne de chemin de fer de Paris à Irun. Achevement du dernier tronçon Tours-Bordeaux, pag. 6 ½, fig. 10.

1939 624 . 15
Le Génie Civil, 25 febbraio, pag. 180.
H. Lossier. Un cas original d'accident de fondations, pag. 1, fig. 2.

1939 621 . 36
Le Génie Civil, 25 febbraio, pag. 181.
Les fours électriques des aciéries européennes, pag. 1.

1939 656 . 2 . 078
Le Génie Civil, 4 marzo, pag. 189.
G. Guicheteau. Matériel routier à bogies remorqués par tracteur employé en Allemagne pour le transport de wagons et grosses pièces, pag. 6, fig. 21.

LINGUA TEDESCA

Elektrotechnische Zeitschrift.

1939 621 . 314 . 63
Elektrotechnische Zeitschrift, 16 marzo, pag. 339.
Fortschritt in Bau und Anwendungen von Stark-Strom-Gleichrichtern, pag. 1.

Glasers Annalen.

1939 628 . 9 : 625 . 23 (. 73)
Glasers Annalen, 1° aprile, pag. 85.
H. Baur. Beleuchtung der amerikanischer Personenwagen, pag. 7, fig. 16.

1939 656 . 2 — 592 (. 43)
Glasers Annalen, 15 aprile, pag. 95.
L. Selz. Bremsstoffuntersuchungen bei der Deutschen Reichsbahn, pag. 5, fig. 10.

Schweizerische Bauzeitung.

1939 626 . 42
Schweizerische Bauzeitung, 18 marzo, pag. 136.
A. Bratschi. Die Post-Untergrundbahn im Bahnhof Zürich, pag. 4, fig. 14.

LINGUA INGLESE

The Railway Gazette

1939 621 . 36
The Railway Gazette, 27 gennaio, pag. 142.
Furnace installations in railway shops. Some details concerning electrically-operated types, pag. 2, fig. 3.

1939 656 . 22
The Railway Gazette, 3 febbraio, pag. 174.
C. J. Allen. Railway speed developments in 1938, pag. 1 ½, fig. 2.

1939 621 . 132 (. 73)
The Railway Gazette, 17 febbraio, pag. 265.
New American 4-6 + 6-4 articulated locomotives, pag. 1 ½, fig. 2.

1939 656 . 25 (. 42)
The Railway Gazette, 24 febbraio, pag. 304.
Extensive resignalling on the Southern Ry., pagine 7 ½, fig. 11.

1939 625 . 143 . 48
The Railway Gazette, 3 marzo, pag. 357.
Long rail welding, pag. 4 ½, fig. 9.

1939 621 . 33 / 656 . 22
The Railway Gazette - Electric Traction. Supplement, 3 marzo, pag. 27.
D. W. Evans. A graphical device for the construction of railway speed-time curves, pag. 2 ½, fig. 3.

The Engineer.

1939 621 . 134 . 5 (. 73)
The Engineer, 3 marzo, pag. 286.
An American turbo-electric locomotive, pag. 2, fig. 7.

1939 621 . 13
The Engineer, 3 e 10 marzo, pagg. 272 e 302.
E. H. Livesay. North American and english locomotive experiences, pag. 4 ½, fig. 7 (continua).

1939 621 . 431 . 72
The Engineer, 10 marzo, pag. 321.
An oil-engined locomotive for Peru, pag. 1, fig. 3.

LOCOMOTIVE SISTEMA "FRANCO"

Tipo-Litografia F. S. - Roma 1-1939-XVII

PROVE COMPARATIVE PER LOCOMOTIVE SISTEMA "FRANCO„

PROSPETTO A

Caratteristiche delle locomotive in esperimento		672.001 Franco	671.026 normale
Caldaia			
Produzione normale oraria vapore ascutto	Kg.	8700	8000
Pressione di timbro	Kg/cmq.	14	14.-
Volume acqua con 10 cm. di altezza sul cielo	mc.	4	4,7
Volume di vapore	„	2	2,5
Distanza fra le piastre	mm.	4000	4500
Diametro interno minimo del corpo cilindrico	„ „	1350	1446
Superficie della griglia (G)	mq.	3	3
Numero dei tubi bollitori		79	31
Diametro „ „ „	mm.	45 x 50	47 x 52
Numero tubi contenenti i surriscaldatori		28	120
Diametro „ „ „ „	mm.	125 x 133	64 x 70
Numero elementi surriscaldatori		28 x 4	120 x 2
Diametro „ „		29 x 36	17 x 22
Superficie riscaldamento forno	mq.	11,34	11,90
„ „ tubi	„	88,66	129,10
„ „ totale (S)	„	100	141
Rapporto S/G		33,3	47,6
Superficie surriscaldamento (S_1)		48	72,50
Rapporto S/S_1		2,08	1,94
„ S_1/G		14,15	20.07
Alimentazione acqua in caldaia		Pompa Knorr 1 Iniett.re Fr. n° 9	N° 2 iniettori Fried. n° 9
Preriscaldatore a vapore di scarico			
Numero tubi		121	—
Diametro „	mm.	24 x 28	—
Distanza fra le piastre	„	946	—
Superficie di riscaldamento	mq.	10	—
Pressione di lavoro	Kg./cmq	14	—

Caratteristiche delle locomotive in esperimento		672.001 Franco	671.026 normale
Preriscaldatore a gas di combustione			
Diametro interno minimo corpo cilindrico	mm.	1130	—
Distanza fra le piastre	„	3800	—
Volume d'acqua	mc.	2,350	—
Numero tubi		206	—
Diametro „	mm.	45 x 50	—
Superficie riscaldamento (S_p)	mq.	110	—
Rapporto S_p/G		31,43	—
„ S/S_p		0,9	—
Pressione di timbro	Kg/cmq.	15	—
Locomotiva, dati generali			
Peso totale in servizio con scorte medie	Tonn.	118	103
Peso aderente	„	45	46,2
Scorta max di carbone	„	4	4
„ „ acqua	„	23	20
Motore			
Distribuzione		doppia espans.ne Walschaert	doppia espans. Walschaert
Diametro cilindri A.P.	mm.	360	360
„ „ B.P.	„	590	590
Corsa stantuffi		650	650
Numero cilindri		4	4
Diametro ruote con cerchioni nuovi (D)	mm.	1920	1920
Sforzo di trazione alla periferia ruote motrici (D = 1900 mm.)			
max in base alla pressione e al meccanismo (F_m)	Kg.	8000	8000
corrispondente al coefficiente di aderenza 1:7 (F_a)	„	6430	6600
normale sviluppabile con continuità a 75 Km.h. (F_n)	„		3650
Velocità max corrispondente a 307 giri/1'	Km/h.	110	110
Potenza effettiva massima a regime, a 75 Km.h.	H.P.	1100	1000
Rapporto F_m/F_a		1,24	1,21

PROSPETTO B

PROVE A REGIME - Linea BOLOGNA-ANCONA Km. 204 - Carbone gros-criblé tedesco

Esperimento dinamometrico N°	Data	Lavoro complessivo al gancio di trazione del tender λ (kgm.)	Dati relativi al percorso effettuato con regolatore aperto: Lunghezza percorsa L (km.)	Durata del percorso corrispondente T (min.sec.)	Velocità media corrispondente V (Km./ora)	Potenza media al gancio di trazione N_u (HP)	Potenza media complessiva al cerchione N_e (HP)	Acqua consumata in totale dedotti i disperdimenti A (litri)	Acqua per HP ora al cerchione a/N_e (litri)	Carbone consumato in totale dedotti accendimenti stazionamenti e residui C (kg.)	Carbone per m² di griglia e per ora Cg (kg.)	% di minuto	Carbone per HP ora al cerchione c/N_e (kg.)	A/C	Temperatura media esterna (°C)	acqua tender (°C)	acqua preriscald. a vapore (°C)	acqua preriscald. a gas (°C)	gas camera a fumo camino (°C)	gas camera a fumo caldaia (°C)	surriscaldamento (°C)	A/ora a regolatore aperto (litri)
	Loc. Franco				**a**	**70**	**Km.-ora**															
2646	24.5.37	578.400.000	194,9	10145	69,2	759	972	19530	7,12	2050	242	10	0,748	9,54	23	23	63	146	176	363	354	6960
2647	25.5	580.140.000	196,35	10285	68,8	753	965	19900	7,22	2060	240	10	0,747	9,67	23÷27	24	65	147	173	362	355	7000
2648	26.5	565.740.000	192,75	10100	68,7	747	959	19930	7,40	2020	240	5	0,750	9,86	25÷27	25	65	147	170	362	353	7130
2650	7.6	572.520.000	190,3	9985	68,6	763	975	19870	7,34	2040	244	5	0,754	9,73	27÷33	25	66	146	–	–	356	7190
2651	8.6	565.680.000	190,7	10070	68,5	749	961	19956	7,42	2070	246,6	5	0,770	9,63	30÷31	26	67	148	178	372	356	7160
2671	30.7	573.900.000	191,4	10035	68,6	760	972	20147	7,43	2078	249	5	0,766	9,71	27÷29	26	63	146	–	–	357	7260
2672	26.8	564.780.000	188,8	9880	68,7	761	973	19900	7,45	2050	249	5	0,767	9,72	26÷29	26	66	148	–	–	353	7280
					68,8	**756**	**968**	**19862**	**7,34**	**2052**	**244,4**		**0,757**	**9,694**	**27,4**	**25**	**65**	**147**	**175**	**365**	**354,7**	**7140**
					a	**80**	**Km.-ora**															
2652	11.6	501.780.000	185,7	8555	78,2	782	1071	18942	7,44	2010	282	10	0,789	9,43	29÷34	28	65	155	190	378	369	8.000
2653	12.6	505.800.000	188,85	8670	78,4	777	1067	18770	7,30	1970	272,6	5	0,766	9,52	30÷32	28	63	154	184	374	363	7830
					78,3	**779,5**	**1069**	**18856**	**7,37**	**1990**	**277,3**		**0,777**	**9,475**	**31**	**28**	**64**	**154,5**	**187**	**376**	**366**	**7915**
	Loc. normale				**a**	**70**	**km.-ora**															
2656	22.6	579.760.000	190,6	9975	68,7	775	973	20340	7,54	2524	303	5	0,936	8,06	25÷29	18			307	307	326	7385
2657	23.6	584.720.000	192,2	10020	68,9	778	977	19708	7,24	2442	292	5	0,898	8,06	25÷28	19			306	306	321	7100
2658	25.6	544.960.000	189,4	9930	68,7	730	928	19522	7,62	2429	293	5	0,948	8,04	22÷27	20			305	305	322	7110
2660	30.6	566.800.000	190,4	9970	68,7	758	956	19515	7,37	2452	295	5	0,926	7,97	22÷24	20			307	307	327	7080
2661	1.7	555.620.000	183,8	9685	68,3	765	962	20228	7,81	2512	311	5	0,970	8,05	18÷19	19			304	304	320	7540
2673	28.8	554.180.000	191,5	10005	68,9	740	939	20330	7,79	2535	304	5	0,971	8,00	24÷27	19			303	303	320	7320
					68,7	**757,7**	**956**	**20036**	**7,56**	**2400**	**299,7**		**0,941**	**8,03**	**23,5**	**19,2**			**305,3**	**305,3**	**322,7**	**7256**
					a	**80**	**km.-ora**															
2654	18.6	539.380.000	187,7	8590	78,7	837	1114	19527	7,34	2463	344	5	0,926	7,92	22÷29	21			–	–	330	8220
2655	19.6	517.160.000	184,8	8490	78,3	812	1084	18880	7,38	2391	334	5	0,935	7,89	24÷26	20			315	315	332	8045
					78,5	**824,5**	**1099**	**19203**	**7,36**	**2427**	**339**		**0,930**	**7,905**	**25**	**20,5**			**315**	**315**	**331**	**8132,5**

12119 Tipo-Litografia F. S. - Roma 1-1939-XVII

PROVE COMPARATIVE PER LOCOMOTIVE SISTEMA "FRANCO"

PROSPETTO C

PROVE A REGIME - Linea BOLOGNA-ANCONA Km. 204 - Carbone gros-criblé tedesco

	Prova n°	Potenza effettiva H.P.	Temperature: esterna	Temperature: acqua tender	Temperature: preriscald. a vapore	Temperature: preriscald. a gas	Temperature: gas combust. camera fumo caldaia	Temperature: gas comb. cam. a fumo camino	Temperature: vapore surriscald.	CO_2 %	$CO+H_2$ %	Eccesso d'aria %	A/C	Regime di griglia	Ricupero preriscal. a vapore di scarico	Rendimenti %: totale	Rendimenti %: netto	Preriscaldat. a gas: Calore % ceduto dai gas	Preriscaldat. a gas: Calore % ricuperato	Perdite %: Preriscaldatore a gas	Perdite %: Calore latente	Perdite %: Calore sensibile	Perdite %: Incomb. solidi in c. a f.	Perdite %: Varie
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13			14	15	16	17	18	19	20	21	22
V = 70 Km.-ora – Loc. normale	2656	973	27	18	—	—	307	307	326	—	—	—	8,06	303	—	71,58	71,98	—	—	—	—	—	—	—
	2657	977	26,5	19	—	—	306	306	321	12,57	1,24	45	8,06	299	—	71,28	71,68	—	—	—	5,30	15,35	2,78	4,89
	2658	928	24,5	20	—	—	305	305	322	12,08	1,06	50	8,04	293	—	71,05	71,45	—	—	—	4,76	15,97	2,75	5,07
	2660	956	23.-	20	—	—	307	307	327	11,75	1,11	55	7,97	295	—	70,63	71,02	—	—	—	5,09	16,86	2,65	4,38
	2661	962	19.-	19	—	—	304	304	320	12,16	1,08	49	8,05	311	—	71,09	71,49	—	—	—	4,81	15,97	2,65	5,05
	2673	939	25,5	19	—	—	303	303	320	—	—	—	8,-	304	—	70,70	71,10	—	—	—	—	—	—	—
									322,7							71,055	71,45							
V = 70 Km.-ora – Loc. Franco	2646	972	23.-	23	63	146	363	176	354	12,64	0,72	44	9,54	242	4,71	85,25	80,54	10,22	9,74	0,48	3,18	8,36	2,65	4,79
	2647	965	25.-	24	65	147	362	173	355	13,10	0,82	39	9,67	240	4,86	86,34	81,48	10,-	9,74	0,26	3,47	7,83	2,59	4,37
	2648	959	26.-	25	65	147	362	170	353	13,20	0,54	38	9,86	240	4,88	87,80	82,92	10,08	9,93	0,15	2,31	7,46	2,45	4,71
	2650	975	30.-	25	66	146	—	—	356	—	—	—	9,73	244	4,90	86,83	81,93	—	9,56	—	—	—	—	—
	2651	961	30.-	26	67	148	372	178	356	12,94	0,65	40	9,63	246	4,91	85,80	80,89	9,87	9,58	0,29	2,81	7,53	—	—
	2671	972	28.-	26	63	146	—	172	357	—	—	—	9,71	248	4,39	86,57	82,18	—	9,90	—	—	—	—	—
	2672	973	27,5	26	66	148	—	170	353	—	—	—	9,72	249	4,78	86,43	81,65	—	9,79	—	—	—	—	—
									354,7							86,43	81,66		9,75					
V = 80 Km.-ora – normale	2654	1114	25,5	21	—	—	—	—	330	—	—	—	7,92	344	—	70,29	70,68	—	—	—	—	—	—	—
	2655	1084	25,-	20	—	—	315	315	332	11,69	1,07	56	7,89	334	—	70,22	70,60	—	—	—	4,94	17,02	2,90	4,54
																	70,64							
V = 80 Km.-ora – Franco	2652	1071	31,5	28	65	155	378	190	369	12,-	0,77	52	9,43	282	4,29	84,45	80,16	10,76	10,43	0,33	3,55	9,08	2,70	4,18
	2653	1067	31,-	28	63	154	374	184	363	11,91	0,62	53	9,52	273	4,10	84,98	80,88	10,95	10,64	0,31	2,91	8,82	2,70	4,38
																	80,52							

PROSPETTO D

TRENI ACCELERATI - Carbone gros-griblê della Ruhr - P. c. i. = ~ 8000 calorie

Numero e data dell'esperim.to	Percorso	Lunghezza reale	Lunghezza virtuale	Carico rimorchiato e numero veicoli	Tempo impiegato dedotte le soste	Velocità media di corsa	Lavoro al gancio del tender	Sforzo di trazione medio al gancio	Potenza media al gancio	Potenza media al cerch.	Lavoro in T.K.V.R.	Lavoro in T.K.V.T.C.	Acqua cons.te complessiv.	Acqua per K.V.	Acqua per HP_g	Acqua per HP_c	A/ora di marcia	A/T.K.V.R	A/T.K.V.T.C.	Carbone consum. in totale	C/K virt.	C/HP_g	C/HP_c	C/T.K.V.R.	C/T.K.V.T.C.	C/ora di marcia	C/mq. di griglia	A/C	% minuto	Temp. media est.	Temp. media acq. tender o del preriscald. a vap.	Temp. media surrisc.	Rendimento termico complessivo	Rendimento termico netto *
	Loc. Franco																																	
2666 20.7	Bologna-Piacenza	146,8	149	393/10	11.700	45.1	350.028.000	2385	399	532	58.557	87.633	13.903	93,3	10,71	8,04	4275	0,238	0,159	1341	9,-	1,035	0,775	0,0229	0,0153	413	137	10,35	40	18÷30	68/21	308	91,3	86,50
2667 21.7	Piacenza-Bologna	"	146	393/10	11.227	46,9	341.100.000	2320	405	543	57.378	86,100	13.952	95,6	11,05	8,23	4470	0,243	0,162	1356	9,28	1,070	0.800	0,0236	0,0157	434	145	10,28	30	26÷30	67/24	306	90,2	85,90
2668 23.7	Bologna-Piacenza	"	149	401/10	11.505	45,8	304.020.000	2070	352	471	59.749	88,825	13.550	91,-	12,05	9,01	4240	0,227	0,153	1378	9,26	1,225	0,915	0,0231	0,0155	431	144	9,83	40	25÷27	69/22	314	86,9	82,40
2669 24.7	Piacenza-Bologna	"	146	401/10	11.600	45,6	299.700.000	2040	345	462	58,546	87.268	13.490	92,5	12,15	9,06	4185	0,231	0,155	1309	8,96	1,180	0,879	0,0224	0,0150	406	136	10,30	30	29÷34	68/25	311	90,5	86,30
									397	502						8,585							0,842				140,5	10,19			68/23	309,1	89,72	85,27
	Loc. normale																																	
2662 14.7.37	Bologna-Piacenza	146,8	149	393/10	12.465	42,4	328.140.000	2235	351	456	58557	85,706	14,552	97.6	12,-	9,218	4210	0,248	0,170	1768	11,87	1,455	1,120	0,0302	0,0206	510	170	8,23	40	24÷26	20	289	72,22	72,63
2663 15.7	Piacenza-Bologna	"	146	393/10	11,220	47,2	305.460.000	2090	363	474	57378	84,218	14,687	100,5	12,95	9,940	4700	0,256	0,174	1637	11,20	1,445	1,108	0,0285	0,0194	524	175	8,97	30	26÷28	24	286	78,09	78,54
2664 16.7	Bologna-Piacenza	"	149	402/10	11,978	44,2	307.260.000	2090	342	444	59898	87.047	14,873	99,9	13,05	10,09	4460	0,248	0,171	1670	11,20	1,47	1,130	0,0279	0,0192	502	167	8,93	40	25÷26	22	286	77,97	78,41
2665 17.7	Piacenza-Bologna	"	146	402/10	11,265	46,9	333.200.000	2270	395	512	58692	85532	14.954	102,5	12,11	9,34	4780	0,255	0,175	1766	12,08	1,43	1,102	0,030	0,0206	564	188	8,47	35	22÷24	19	288	74,43	74,80
									397,5	471,5						9,646							1,115				175	8,65			21,2	287,2	75,68	76,09

* Nel caso Franco è stato tenuto conto dell'uso dell'iniettore per il 20% dell'alimentazione complessiva.

12119 Tipo-Litografia F. S. - Roma 1939-XVII

PROVE COMPARATIVE PER LOCOMOTIVE SISTEMA "FRANCO"

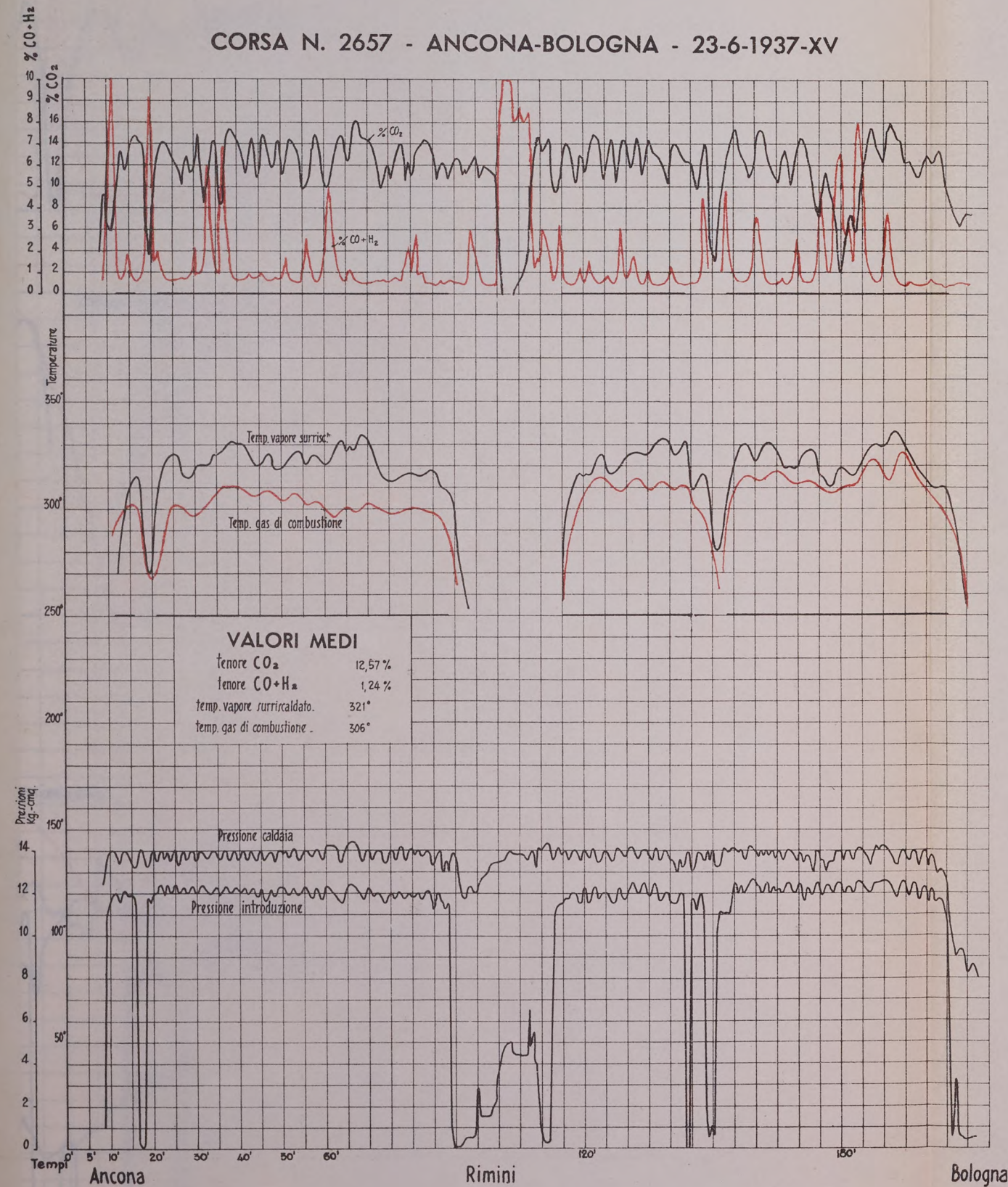
PROVE A REGIME – V=70 KM.-ORA – LOC. 671.026 (NORMALE)

CORSA N. 2657 - ANCONA-BOLOGNA - 23-6-1937-XV

% CO_2 — % $CO+H_2$ — Temperature — Temp. vapore surriscald. — Temp. gas di combustione — Pressione caldaia — Pressione introduzione — Pressioni kg-cmq

Tempi: 0' 5' 10' 20' 30' 40' 50' 60' 120' 180' — Ancona, Rimini, Bologna

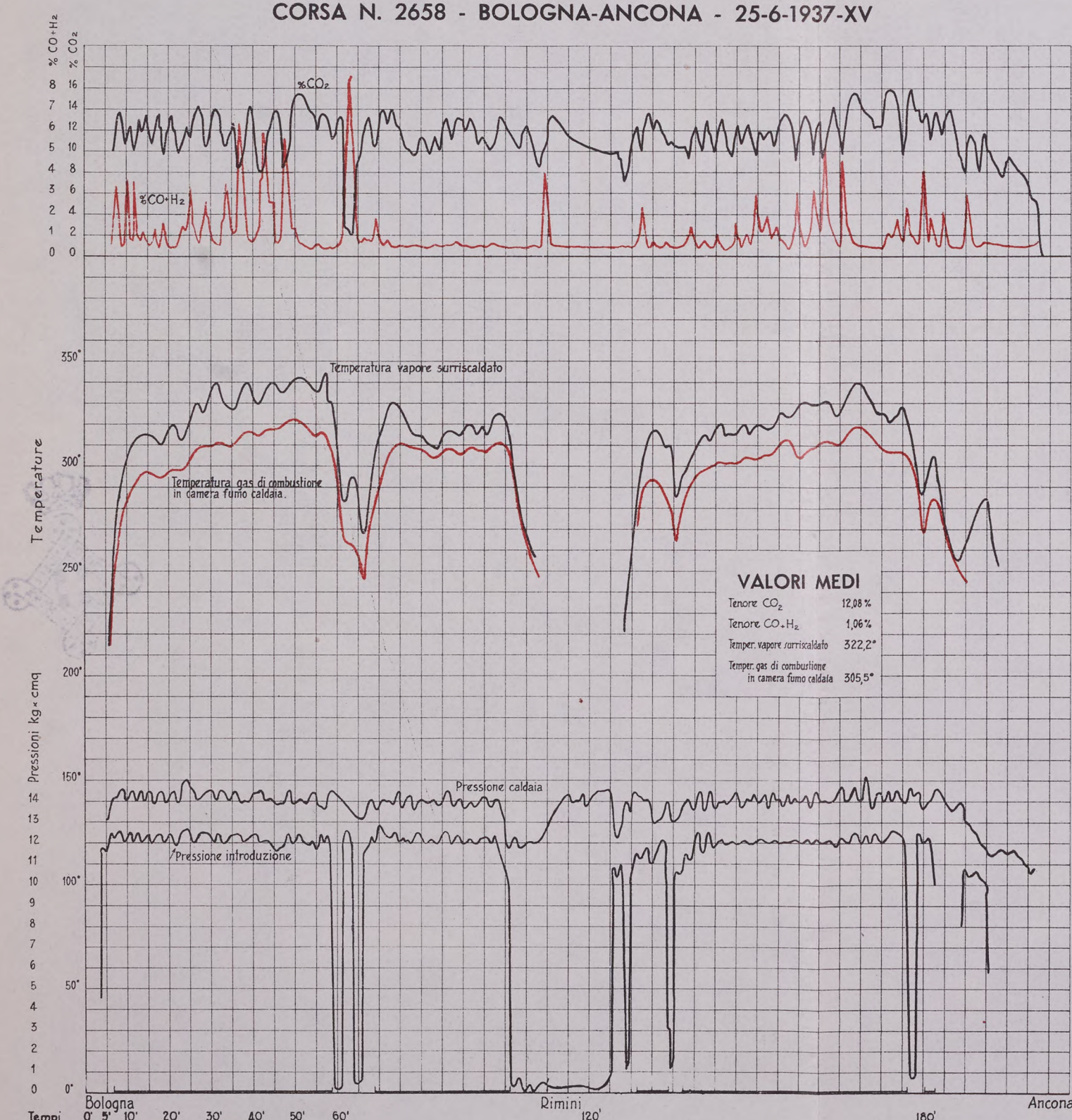
VALORI MEDI

tenore CO_2	12,57 %
tenore $CO+H_2$	1,24 %
temp. vapore surriscaldato.	321°
temp. gas di combustione .	306°

CORSA N. 2658 - BOLOGNA-ANCONA - 25-6-1937-XV

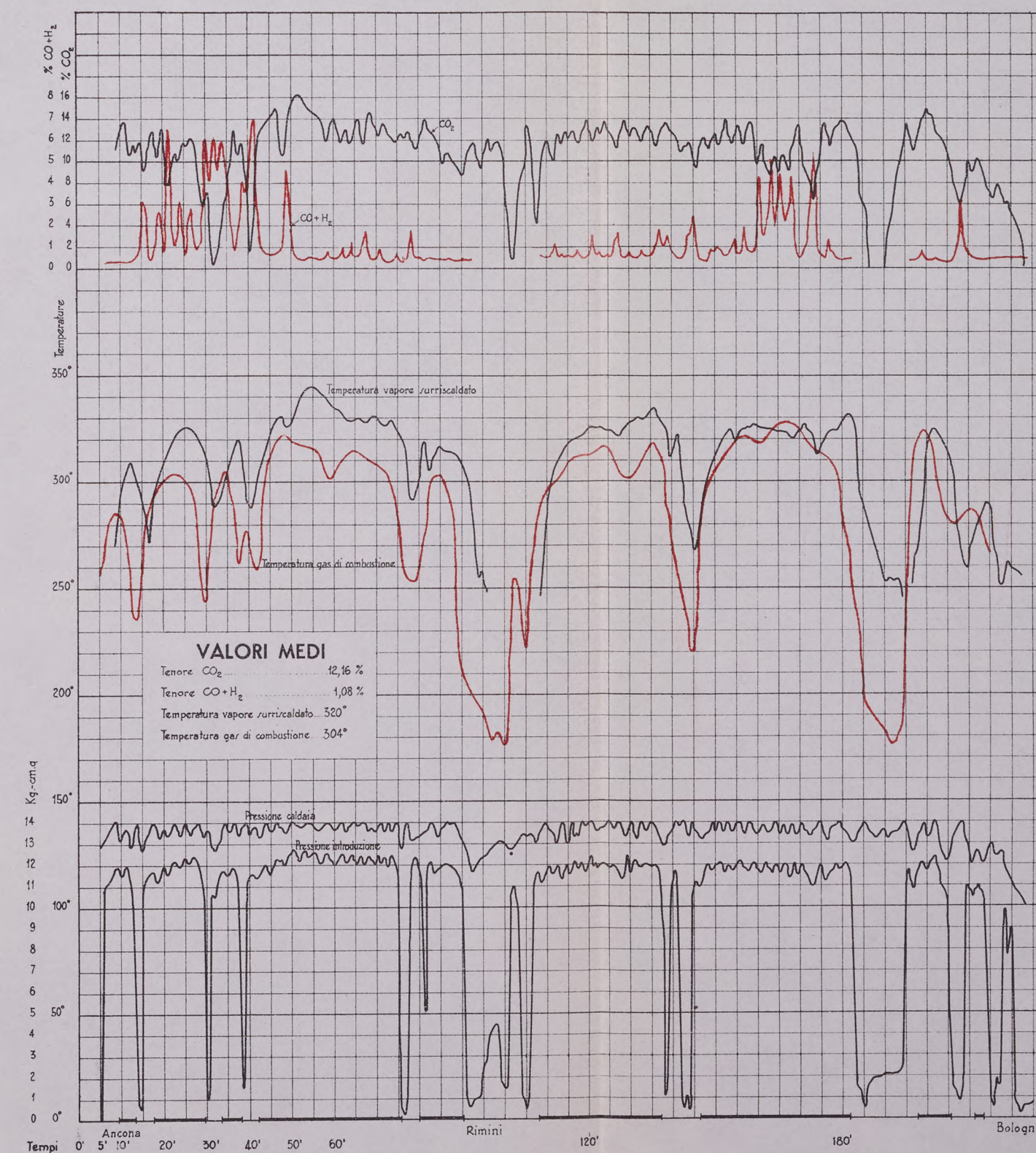
% CO_2 — % $CO+H_2$ — Temperatura vapore surriscaldato — Temperatura gas di combustione in camera fumo caldaia — Pressione caldaia — Pressione introduzione — Pressioni kg-cmq

Tempi: 0' 5' 10' 20' 30' 40' 50' 60' 120' 180' — Bologna, Rimini, Ancona

VALORI MEDI

Tenore CO_2	12,08 %
Tenore $CO+H_2$	1,06 %
Temper. vapore surriscaldato	322,2°
Temper. gas di combustione in camera fumo caldaia	305,5°

CORSA N. 2661 - ANCONA-BOLOGNA - 1-7-1937-XV

VALORI MEDI

Tenore CO_2	12,16 %
Tenore $CO+H_2$	1,08 %
Temperatura vapore surriscaldato	320°
Temperatura gas di combustione	304°

CORSA N. 2673 - ANCONA-BOLOGNA - 28-8-1937-XV

VALORI MEDI

Temper. vapore surriscal.	320°
» gas di combustione	303°

12119 Tipo-Litografia F. S. - Roma 1-1939-XVII

PROVE COMPARATIVE PER LOCOMOTIVE SISTEMA "FRANCO"

PROVE A REGIME – V=70 KM.-ORA – LOC. 672.001 "FRANCO"

12119 Tipo-Litografia F. S. - Roma - 1939-XVII

PROVE COMPARATIVE PER LOCOMOTIVE SISTEMA "FRANCO"

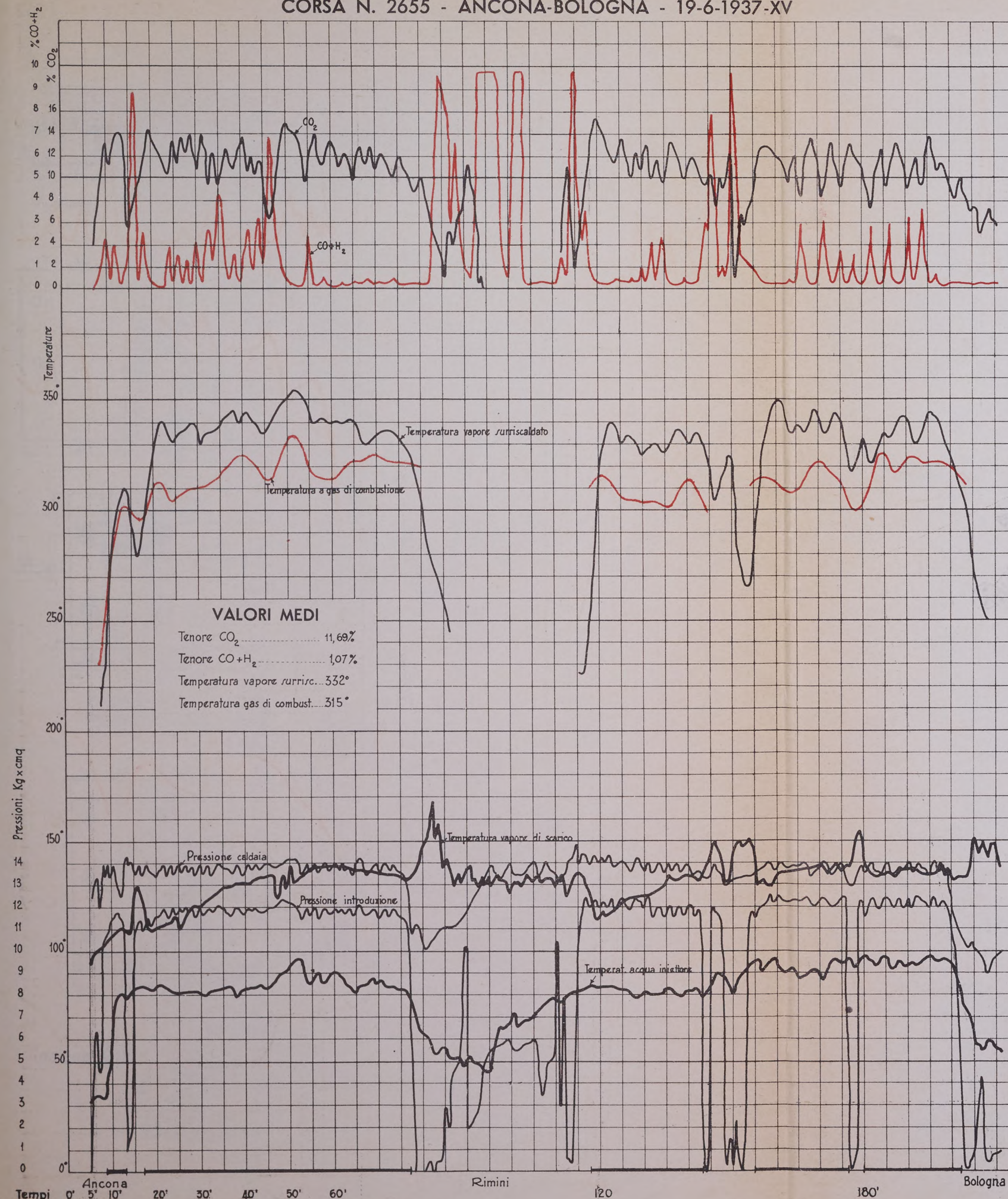
PROVE A REGIME — V=70 KM.-ORA — LOC. 672.001 "FRANCO"

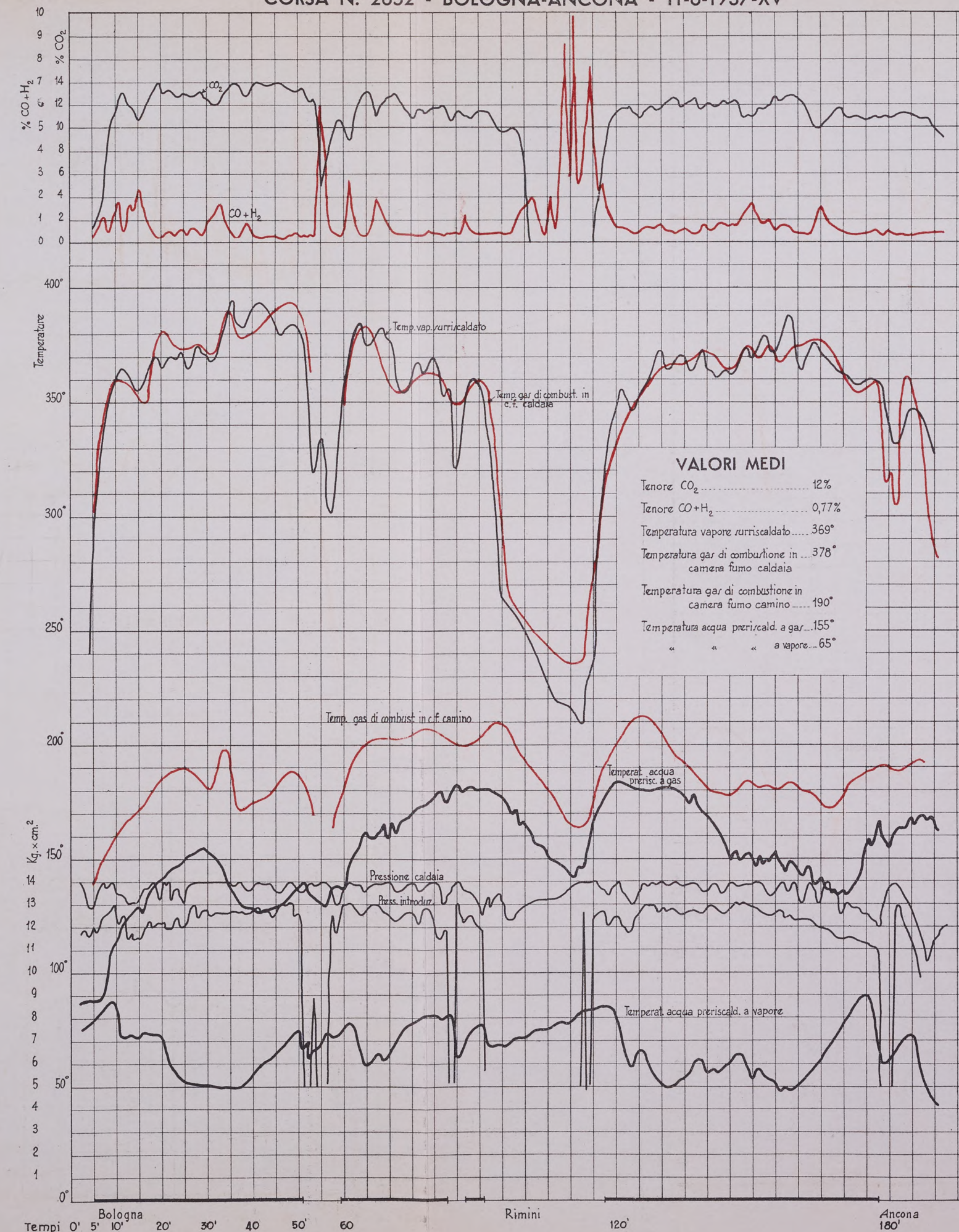
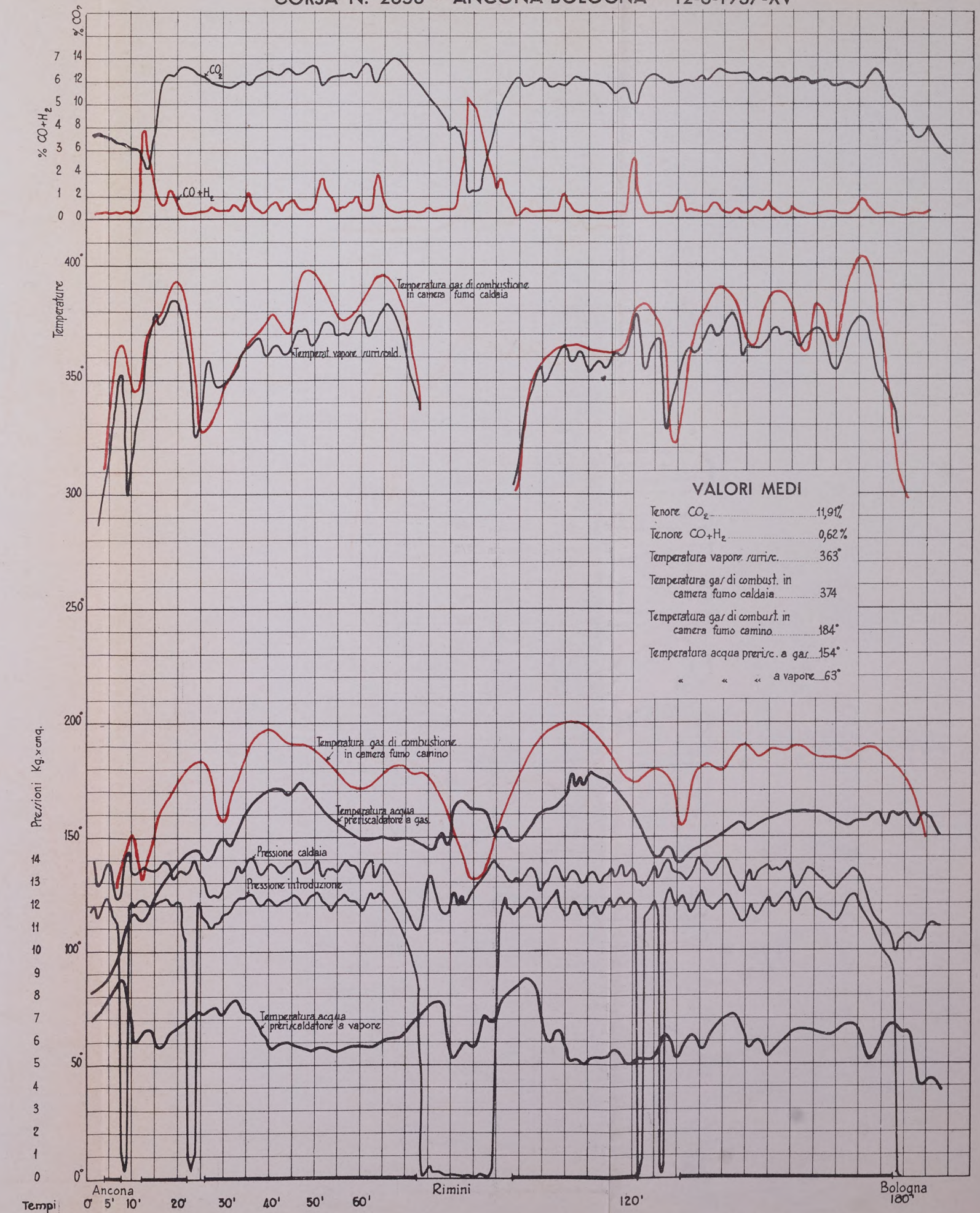
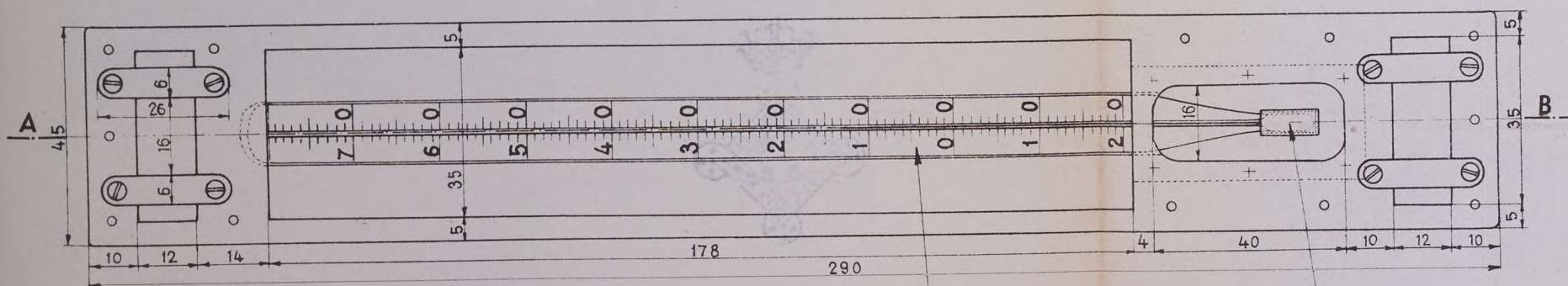
Tav. VI

12119 Tipo-Litografia F. S. - Roma

PROVE COMPARATIVE PER LOCOMOTIVE SISTEMA "FRANCO"

PROVE A REGIME — V=80 KM.-ORA — LOC. 671.026 (NORMALE)

CORSA N. 2655 - ANCONA-BOLOGNA - 19-6-1937-XV

PROVE A REGIME — V=80 KM.-ORA — LOC. 672.001 "FRANCO"

CORSA N. 2652 - BOLOGNA-ANCONA - 11-6-1937-XV

CORSA N. 2653 - ANCONA-BOLOGNA - 12-6-1937-XV

12119 Tipo-Litografia F. S. - Roma 3-1939-XVII

TERMOMETRO DI ROTAIA PER CONTATTO

12119 Tipo-Litografia F. S. - Roma 1-1939-XVII

PROVE CON MACCHINE VIBRANTI

Fig. A

Fig. B

Fig. C

Fig. D

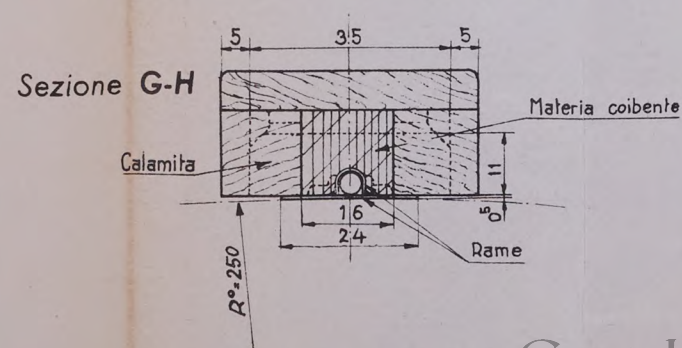
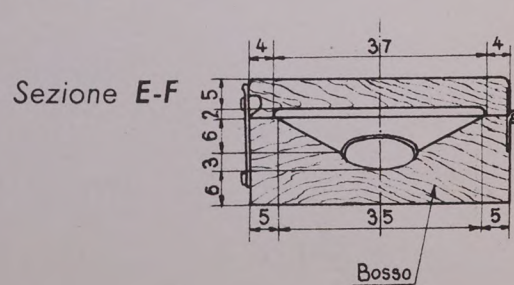
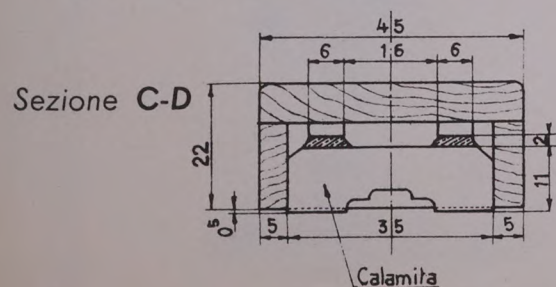
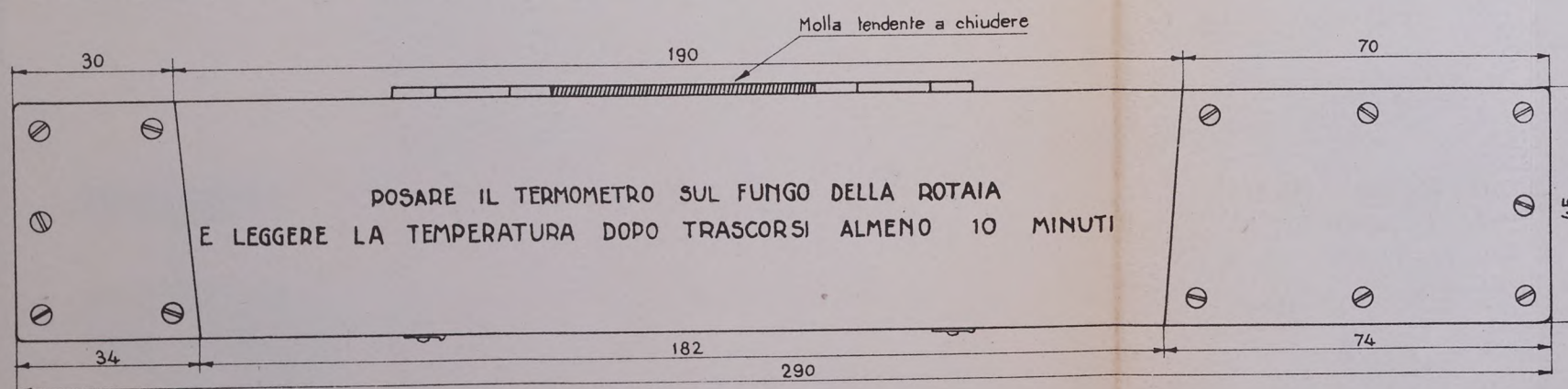
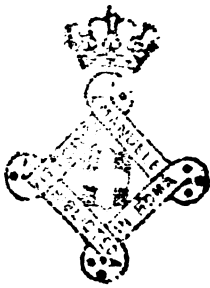
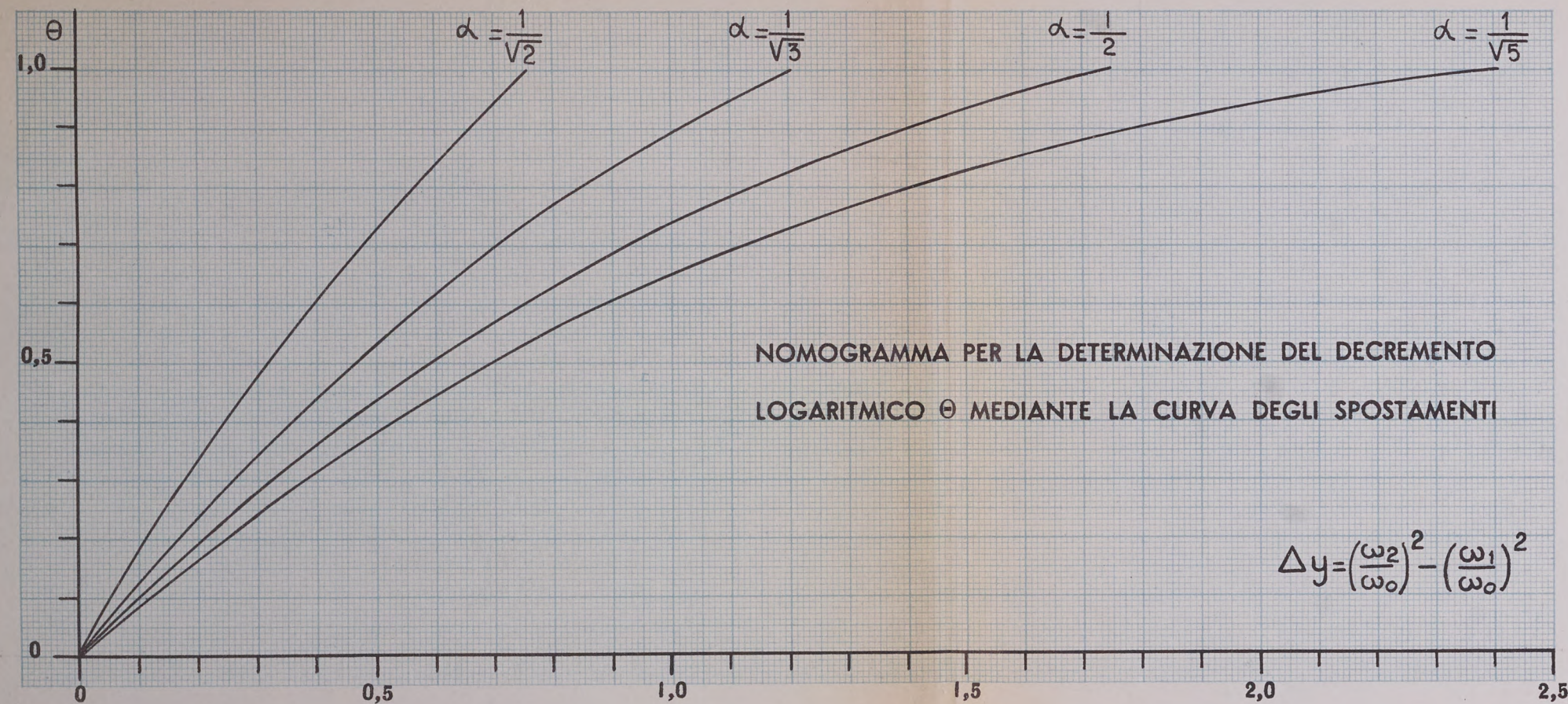
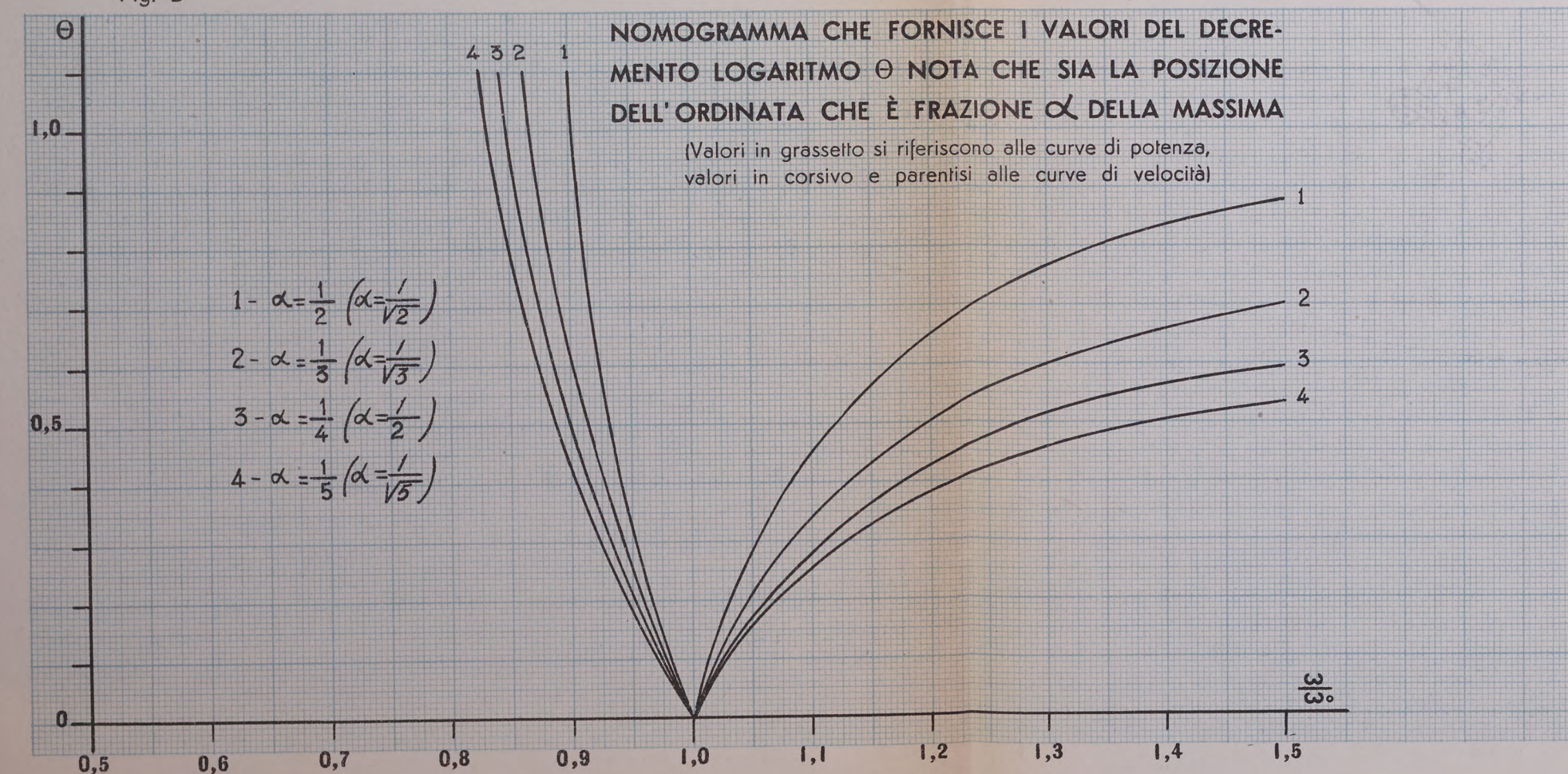
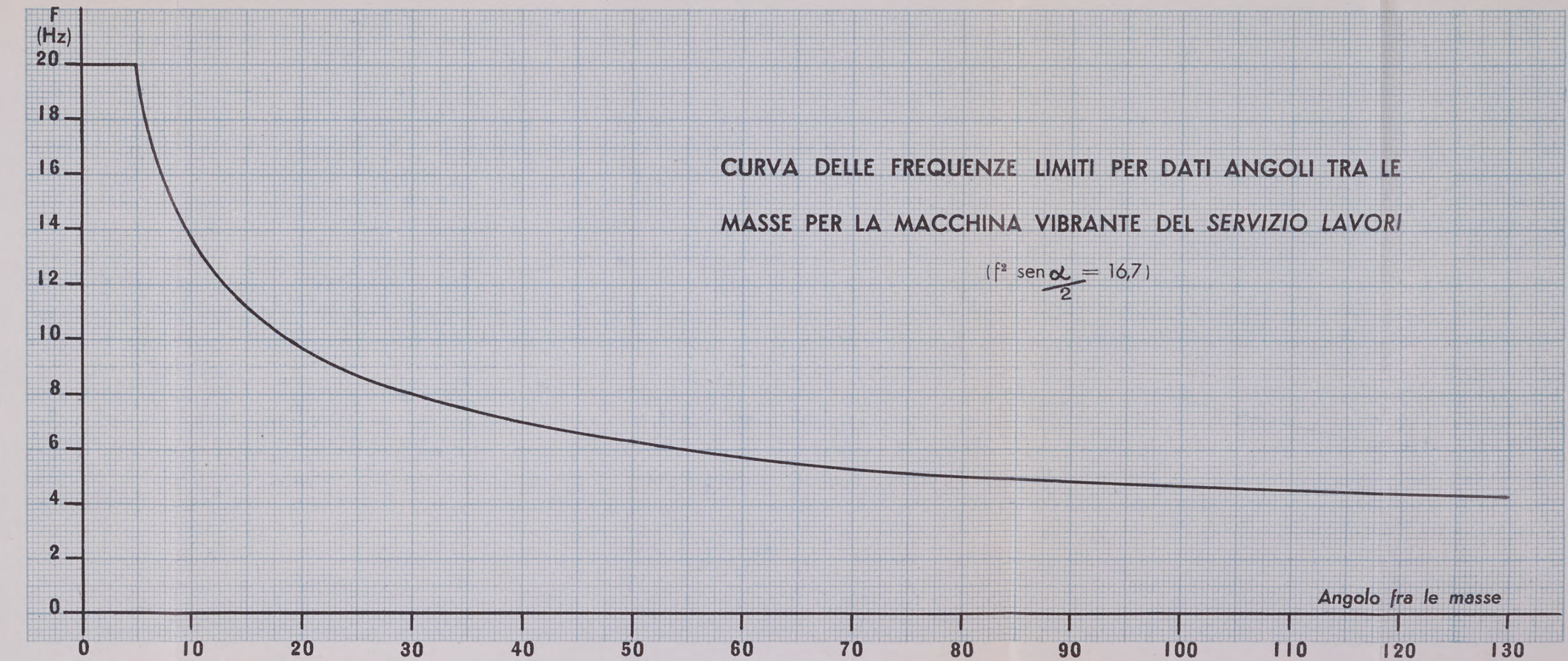
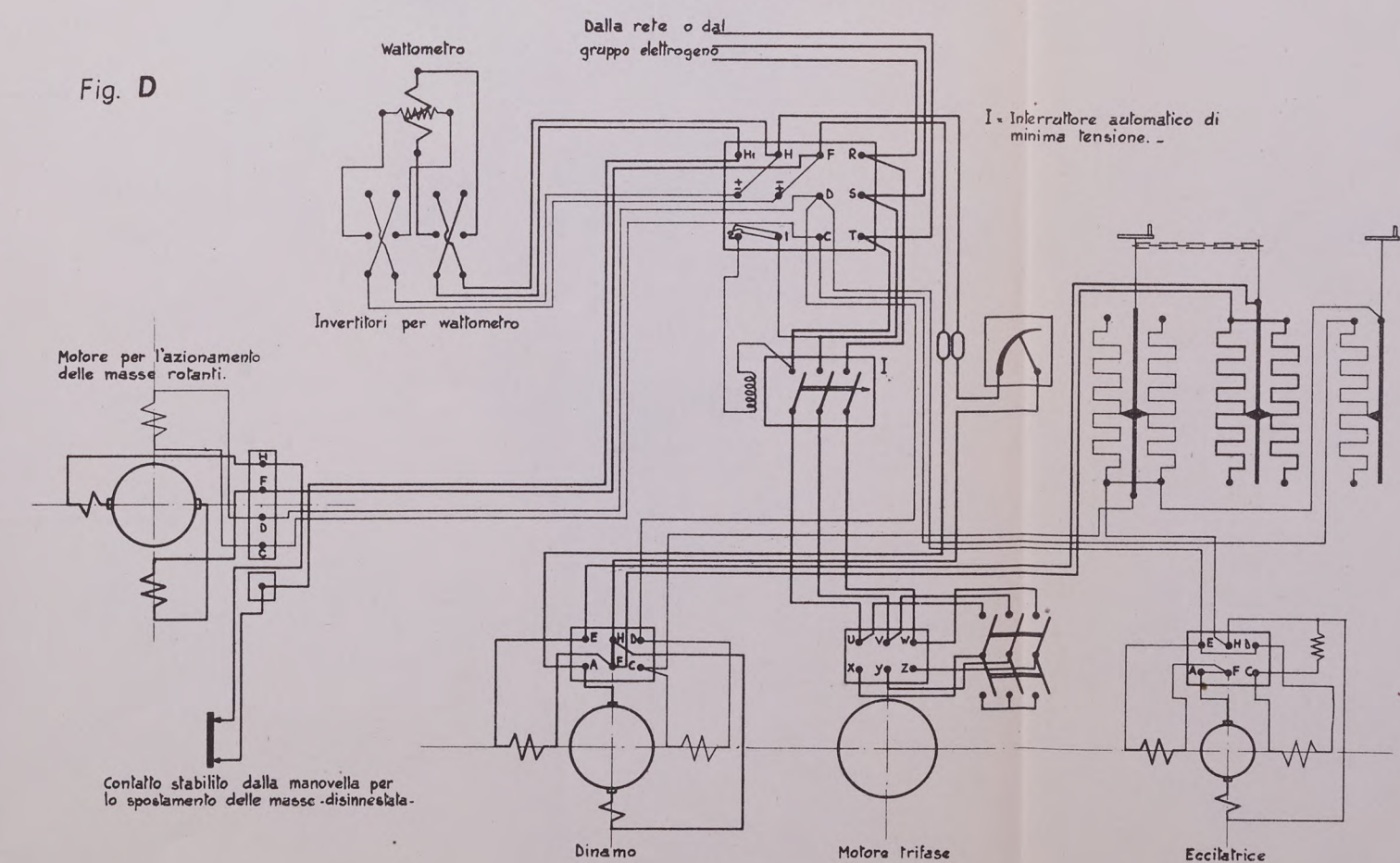
413 Tipo-Litografia F. S. - Roma, 3-1939-XVII

I CONSUMI DELLE FUNI PORTANTI DELLE FUNIVIE

Fig. A

Fig. B

Fig. C

Grafico n.° 3

413 Tipo-Litografia F. S. - Roma, 4-1939-XVII

NUOVE AUTOMOTRICI ELETTRICHE ALe DELLE F. S.

OSSATURA DELLA CASSA

Tipo-Litografia F. S. - Roma, 3-1939-XVII

NUOVE AUTOMOTRICI ELETTRICHE ALe DELLE F. S.

418 Tipo-Litografia F. S. - Roma, 1939-XVII

SOTTOVIA PRINCIPE UMBERTO IN FIRENZE

FORTEZZA DA BASSO

VIALE FILIPPO STROZZI

VIA VALFONDA

PIAZZA ADUA

VIA FIUME

VIA NAZIONALE

R. DOGANA

PIAZZA STAZIONE

CHIESA DI S. M. NOVELLA

VIA DELLE GHIACCIAIE

VIA JACOPO PERI

VIA CITTADELLA

VIA GUIDO MONACO

VIA LUIGI ALAMANNI

VIA JACOPO DA DIACCETO

VIALE BELFIORE

VIALE PRINCIPE UMBERTO

R.R. POSTE

Scala

Metri 0 100

PROFILO LONGITUDINALE

Roma, 5-1939-XVII

LA NUOVA CENTRALE TERMICA DELLA STAZIONE DI VENEZIA

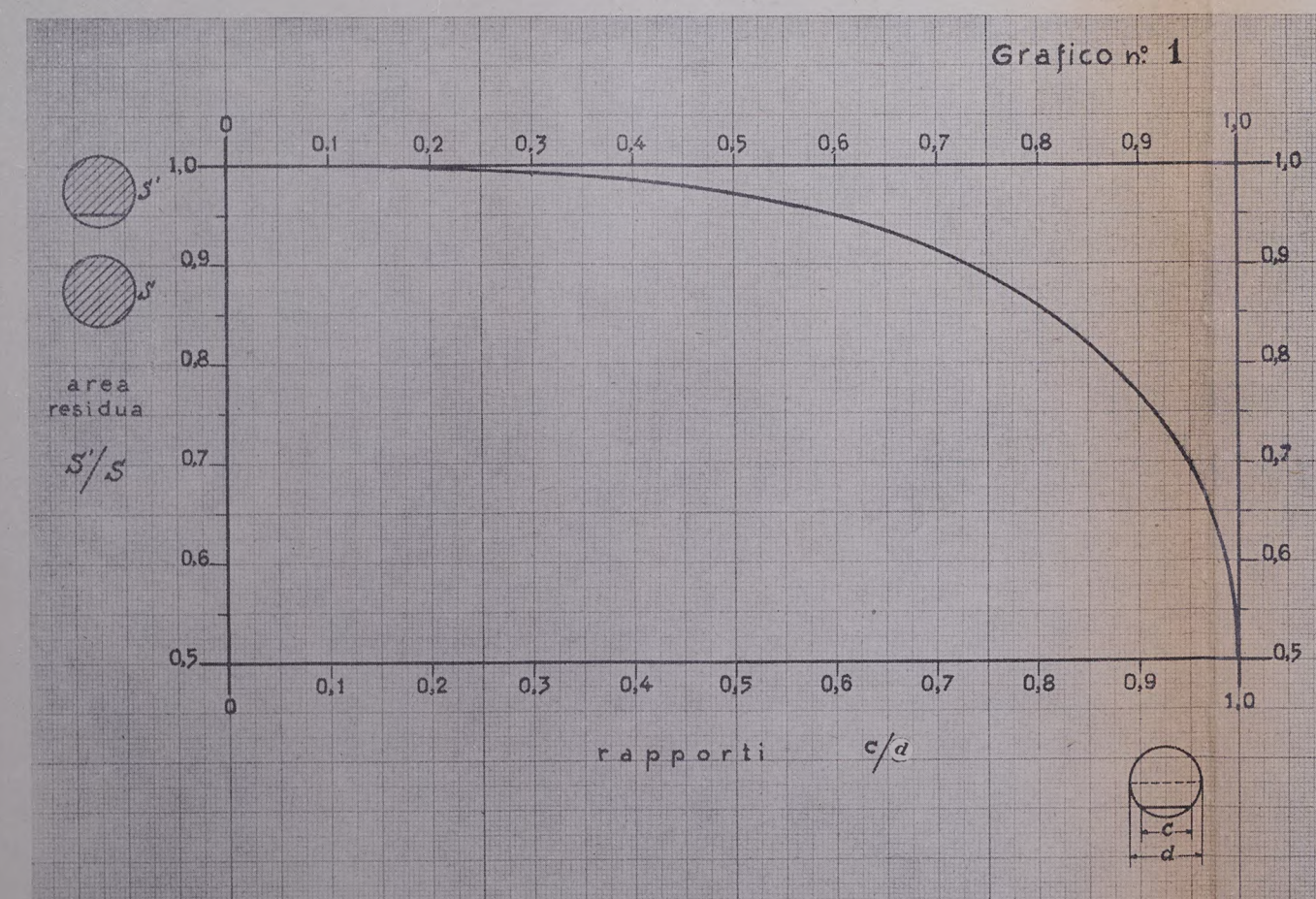
PIANTA

Camino
Officina
Economizzatore
Sala di manipolazione Carbone e scorie
Binario di arrivo
Tramoggia scarico carbone
1° Elevatore
2° Elevatore
Sala caldaie
Quadro comando
Collettori distribuzione vapore
Ufficio capo Centrale
Quadro registratori
Magazzino materiali
Quadro Pompe e Ventilatori
Quadro forza e luce
Sala pompe impianto e depurazione
Separatore spurgo
soda
Acqua potabile
Trifosfato
Scarico
Ritorno condensa
Pompa reagenti
Vaschetta reagenti
Pompa condensa

SEZIONE E.F.

Ai circuiti di comando
P'i
P'd
S1
1
2
3
4
S'0
S0
T
Al preamplif. microfon.
Tasto piombato
5
6
Pa
Pc
k
7
8
I
2.
rete di
tazione
Banco di coman

6-1939-XVII

Banco di comando 1

Banco di comando

Banco di comand

Roma, 6-1939-XVII

IMPIANTI DI DIFFUSIONE SONORA NELLE STAZIONI FERROVIARIE

Teleruttore

All'amplif. del centralino C_2 (100 W)

Trp_1

Teleruttore di preriscaldamento

Lampeggiatore a mercurio

Alla rete di alimentazione

Centralino C_2

Zona C

1016 Tipo-Litografia F. S. - Roma, 6-1939-XVII

ralia F. S. - Roma, 6-1939-XVII

1016 Tipo-Litografia F. S. - Roma, 6-1939-XVII

Banco di comando 1